

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

**Kontrola a optimalizace současného okruhu  
servořízení u vozidel TATRA**

Check and Optimization of the Current Power  
Steering Hydraulic System for TATRA Vehicles

Student:	Bc. Jakub Charvát
Osobní číslo:	CHA0111
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Adam Bureček, Ph.D.

Ostrava 2020

# Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Charvát**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika  
Téma: **Kontrola a optimalizace současného okruhu servořízení u vozidel  
TATRA**  
**Check and Optimization of the Current Power Steering Hydraulic  
System for TATRA Vehicles**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Analýza současného stavu hydraulického obvodu posilovače řízení a popis funkce.
2. Sestavení numerického modelu a simulace současného hydraulického obvodu posilovače řízení v prostředí Matlab Fluids.
3. Návrh optimalizací pro dosažení požadovaných parametrů.
4. Simulace optimalizovaného hydraulického obvodu posilovače řízení.
5. Porovnání výsledků simulací současného a optimalizovaného hydraulického obvodu posilovače řízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. DREXLER, P., FAATZ, H., et al. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení. Příručka hydrauliky, Svazek 3.* Mannesmann Rexroth GmbH, RCS 00281/10.88, 1. vydání, 362 str., 1988, ISBN 3-8023-02664.
2. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů.* Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 2. vyd., 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
3. PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy.* SNTL, Praha 1987, 04-255-87, 623 s.
4. DÖRR, H., EWALD, R., et al. *Der Hydraulik Trainer Band 2, Proportional - und Servoventil - Technik.* Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.
5. BAROŠKA, J. *Hydrostaické mechanismy.* Hydropneutech s.r.o., Žilina 2012, 388 s., ISBN 978-80-970 897-2-6.
6. THE MATHWORKS: *Matlab Simulink User's Guide, SimHydraulics User's Guide.* USA, 2007.
7. BEATER, P. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen.* Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1999. 259 s., ISBN 3-540-65444-5.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Adam Bureček, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
*vedoucí katedry*




---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. 5. 2020

  
.....  
Podpis studenta

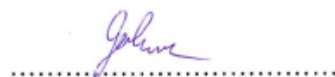
Prohlášení spolupracující osoby

Souhlasím se zveřejněním této diplomové práce dle požadavků čl. 26, odst. 9  
Studijního a zkušebního řádu pro studium v diplomových studijních programech VŠB-TU  
Ostrava.

Spolupracující firma: TATRA TRUCKS a.s.

Jméno a příjmení oprávněné osoby: Ing. Lukáš Gelnar

V Ostravě dne 18. května 2020.




Podpis oprávněné osoby

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. 5. 2020

  
.....  
podpis

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

CHARVÁT, J. *Kontrola a optimalizace současného okruhu servořízení u vozidel TATRA: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2020, 64 s. Vedoucí práce: Bureček, A.

Diplomová práce se zabývá kontrolou a optimalizací současného okruhu servořízení u vozidel TATRA. Konkrétně návrhem a optimalizací záložního hydrogenerátoru sekundárního okruhu hydraulického posilovače řízení. Pokud dojde k poruše primárního hydrogenerátoru poháněného motorem nebo poškození obvodu primárního potrubí, připojí se k systému nouzový hydrogenerátor poháněný kinetickou energií pohybujícího se vozidla. V rámci práce byly zjištěny minimální hodnoty tlaku a průtoku hydrogenerátoru pro úspěšné splnění homologační zkoušky a sestavení matematického modelu. V závěru jsou porovnány jednotlivé typy záložních hydrogenerátorů.

**Klíčová slova:** posilovač řízení, hydraulický, nouzový, hydrogenerátor, tlak

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

CHARVÁT, J. *Check and Optimization of the Current Power Steering Hydraulic System for TATRA Vehicles: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydraulic and Pneumatic Machines and Equipment, 2020, 64 p. Thesis head: Bureček, A.

Master Thesis deals with check and optimization of the current power steering hydraulic system for TATRA vehicles. Specifically, the design and optimization of a hydraulic power steering secondary circuit emergency pump. In the event of a failure of the primary engine-driven pump or primary pipeline circuit damage, the ground-driven emergency pump will start operating. Within the work, the minimum values of pressure and flow of the hydrogenerator for successful completion of the homologation test and compilation of a mathematical model were found. Finally, the individual types of backup hydrogenerators are compared.

**Keywords:** power steering, hydraulic, emergency, pump, pressure

## **PODĚKOVÁNÍ**

Mé poděkování patří Ing. Adamovi Burečkovi, Ph.D. za odborné vedení, trpělivost a ochotu, kterou mi v průběhu zpracování diplomové práce věnoval. Dále Ing. Lukášovi Gelnarovi za poskytnutí technických údajů pro splnění této práce.



## Obsah

<b>Seznam použitých symbolů a značek .....</b>	<b>10</b>
<b>Úvod .....</b>	<b>11</b>
<b>1 Cíl diplomové práce .....</b>	<b>12</b>
<b>2 Řízení silničních vozidel.....</b>	<b>13</b>
2.1 Převodky řízení .....	13
2.2 Posilovače řízení .....	16
<b>3 Řízení vozidel TATRA.....</b>	<b>22</b>
3.1 Monoblok servořízení ZF.....	22
3.2 Náhradní hydraulické schéma .....	30
<b>4 Princip řešení problematiky.....</b>	<b>34</b>
4.1 Kinematika řízení .....	35
4.2 Naměřená data.....	35
4.3 Výpočet mezních hodnot.....	39
<b>5 Matematický model.....</b>	<b>42</b>
5.1 Zjednodušení matematického modelu.....	42
5.2 Matematický model a jeho celková funkce.....	44
5.3 Vybrané prvky použité v matematickém modelu a jejich nastavení.....	45
5.4 Nastavení parametrů hydrogenerátoru .....	50
<b>6 Vyhodnocení simulací .....</b>	<b>53</b>
6.1 Průběhy měřených hodnot.....	53
6.2 Dosažené maximální hodnoty během simulace .....	57
6.3 Porovnání jednotlivých hydrogenerátorů .....	57
<b>Závěr .....</b>	<b>60</b>
<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>62</b>
<b>Seznam příloh.....</b>	<b>64</b>

## Seznam použitých symbolů a značek

Značka	Název značky	Jednotka
$D$	Vnější průměr	[m]
$d$	Vnitřní průměr	[m]
$F$	Síla	[N]
$h$	Zdvih	[m]
$h_n$	Výška nádrže	[m]
$i_p$	Převodový poměr převodky	[-]
$M$	Krouticí moment	[N·m]
$m$	Hmotnost	[kg]
$n$	Otáčky	[s <sup>-1</sup> ]
$p$	Tlak	[Pa]
$Q$	Objemový průtok	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$R$	Obrysový poloměr	[m]
$S$	Plocha pístu	[m <sup>2</sup> ]
$T$	Teplota	[°C]
$t$	Čas	[s]
$V$	Objem	[m <sup>3</sup> ]
$v$	Rychlost	[km·h <sup>-1</sup> ]
$V_g$	Geometrický objem	[m <sup>3</sup> ]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\eta_Q$	Průtoková účinnost	[-]
$\psi$	Úhel natočení	[rad]
$\varphi$	Úhlová rychlost	[rad·s <sup>-1</sup> ]

## Úvod

Řízení je nedílnou součástí vozidla, bez které by nebylo možné natočit kola vozidla do rejdu a tím měnit směr jízdy. Řízení zvyšuje silový účinek pro ovládání rejdových kol. Dále díky své geometrii umožňuje rozdílný úhel rejdu rejdových kol při průjezdu zatáčkou. [1]

Zvyšování silového účinku řízení je možno mechanickým převodem hřebenovou, maticovou nebo šnekovou převodkou řízení. Pouze toto silové násobení ať už z komfortních nebo z legislativních důvodů nestačí. Proto bývá tento mechanický převod doplněn o takzvaný posilovač řízení. V dnešní době se rozvíjejí elektrohydraulické nebo dokonce elektromechanické posilovače řízení. Přesto stále v automobilech, především v nákladních, převládají hydraulické posilovače řízení. Řízení s posilovačem musí mít vždy mechanické spojení volantu s rejdovými koly vozidla, kdyby došlo z jakéhokoliv důvodu k poruše posilovače. [1]

Podle předpisu Evropské hospodářské komise EHK 079 – jednotná ustanovení pro schvalování vozidel z hlediska mechanismu řízení, který platí pro vozidla kategorii N3 (nejméně čtyřkolová motorová vozidla určená pro přepravu nákladu, jejichž hmotnost přesahuje 12000 kg). Do této kategorie spadají i nákladní automobily TATRA. Vozidla při naložení na maximální přípustnou celkovou technickou hmotnost a maximální přípustné technické zatížení řízených náprav při rychlosti  $v = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , zatočit z přímého směru na obrysový poloměr zatačení  $R = 12 \text{ m}$  za dobu  $t = 4 \text{ s}$ . [2]

Aby tuto homologaci splnil i plně naložený nákladní automobil v situaci, kdy hydrogenerátor poháněný od spalovacího motoru vozidla přestane dodávat potřebný průtok a tlak, ať už z důvodu poruchy právě hydrogenerátoru nebo z důvodu zastavení spalovacího motoru, případně z jiné závady. Vstupuje do činnosti nouzový hydrogenerátor poháněný od výstupní hřídele z převodovky, která se při pohybu vozidla otáčí, a proto může nouzově pohánět tento hydrogenerátor. [2]

Existuje nepřeberné množství různých provedení hydrogenerátorů a není úplně jednoduché zvolit správný typ. Proto je zpracována tato diplomová práce, která zahrnuje analýzu současného stavu hydraulického obvodu posilovače řízení a popis jeho funkce. Následně je sestaven numerický model hydraulického obvodu posilovače řízení. Dále byla navržena optimalizace obvodu, respektive typu hydrogenerátoru. Po tomto návrhu proběhla simulace a následné porovnání výsledků.

# 1 Cíl diplomové práce

Cílem diplomové práce je sestavit matematický model sekundárního neboli záložního obvodu posilovače řízení. Tento záložní obvod pracuje pouze v nouzovém režimu při výpadku dodávky tlakové energie od primárního hydrogenerátoru poháněného spalovacím motorem. Tento model bude dále sloužit k rychlejšímu a spolehlivějšímu návrhu při volbě vhodného hydrogenerátoru u nákladních vozidel TATRA TRUCKS, a. s.

K dosažení cílu je nutné zpracovat teoretický základ posilovačů a převodek řízení. Následně popsat jednotlivé prvky systému, tak aby bylo možné pracovat s konkrétní konstrukcí a sestavit tak náhradní schéma hydraulického obvodu. Dále zanalyzovat naměřená data a určit minimální hodnoty tlaku a průtoku záložního hydrogenerátoru pro splnění homologační zkoušky. Tyto hodnoty pak budou sloužit jako okrajové podmínky pro matematický model. Následně jsou simulovány jednotlivé typy hydrogenerátorů a je vypracován popis získaných výsledků.

## Body vedoucí k cíli práce:

- Zpracování teoretického základu posilovačů a převodek řízení
- Detailní popis konstrukce a funkce převodky ZF
- Sestavení náhradního schématu celého systému posilovače řízení
- Popis jednotlivých prvků včetně jejich základních technických údajů
- Zanalyzovat data z měření a zjištění minimálních hodnot pro splnění homologační zkoušky
- Sestavit matematický model sekundárního obvodu řízení
- Simulace jednotlivých typů hydrogenerátorů
- Popis výsledků

## 2 Řízení silničních vozidel

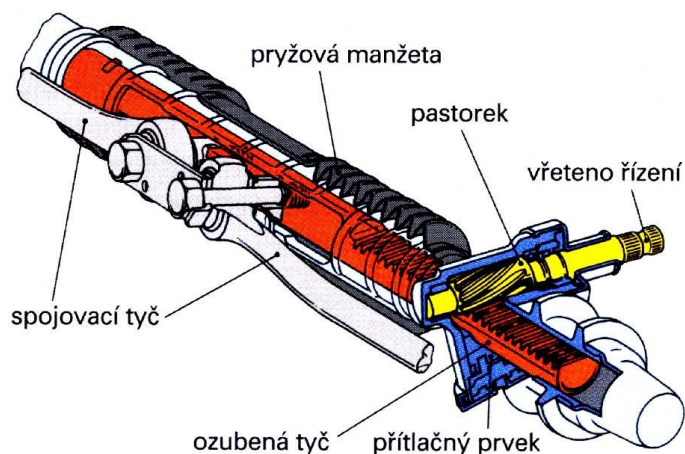
Řízení vozidla umožňuje natočení kol do rejdu a tím vozidlu umožňuje měnit směr jízdy. Musí zajistit rozdílný úhel rejdu jednotlivých kol při průjezdu zatáčkou. Vnitřní kolo se musí natočit o větší úhel než vnější. Dále musí řízení zajistit dostatečné navýšení silového momentu, který vyvine řidič pomocí volantu pro natočení rejdových kol. Toto navýšení silového momentu se provádí pomocí mechanického převodu. U vozidel s velkým zatížením náprav nestačí pouze zpřevodování převodkou řízení. Proto je nutné využít posilovače řízení, díky kterému ovládací síla nemusí být tak velká. [1]

### 2.1 Převodky řízení

Účelem převodky řízení je měnit otáčivý pohyb volantu na natočení vozidlových kol do rejdu a zvětšení točivého momentu, který vyvine řidič pomocí volantu. Při otáčení volantu se tento pohyb přenáší přes sloupek řízení do převodky, kde dochází ke zpřevodování otáčivého pohybu dopomala a mění se na posuvný v případě hřebenové převodky. Převodový poměr převodky řízení vyjadřuje úhel natočení volantu vůči úhlu pootočení kol do rejdu. To znamená, že pokud dojde k natočení volantu například o  $20^\circ$  a zároveň se kola pootočí o  $1^\circ$  do rejdu, mluvíme o převodovém poměru 20:1. Osobní vozidla mívají tento převodový poměr přibližně od 12:1 do 25:1 a u nákladních vozidel dosahuje poměru od 20:1 do 35:1. [1]

#### Hřebenové převodky

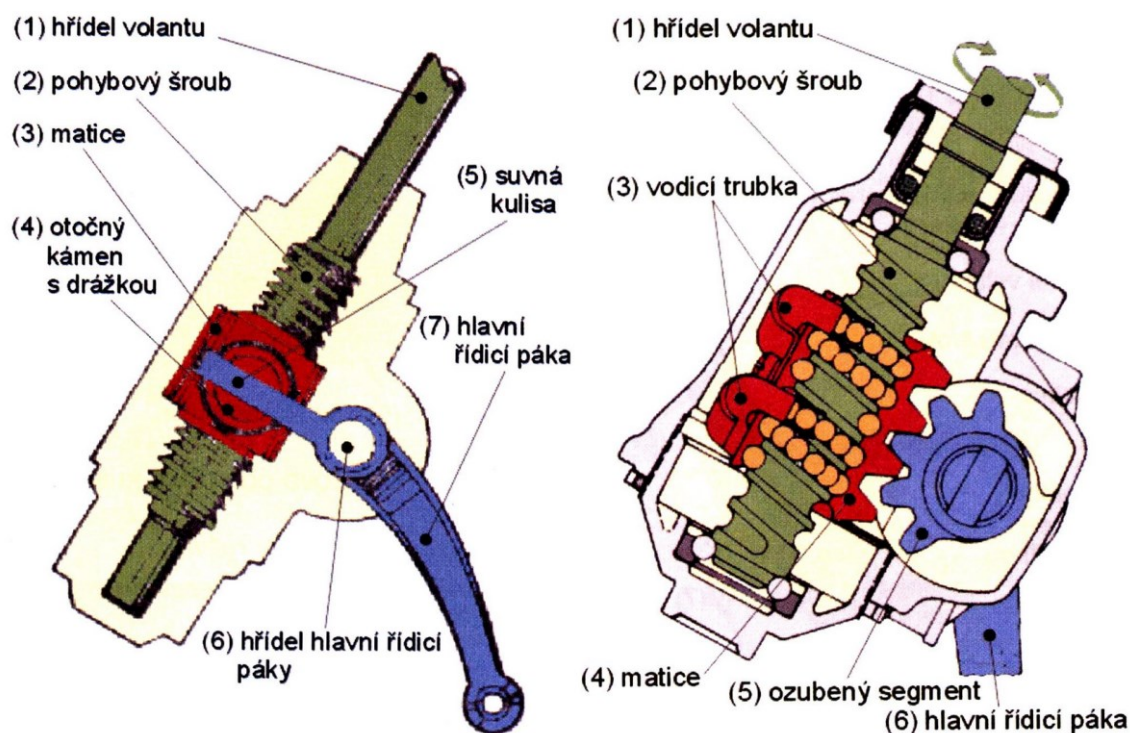
Převodky řízení mají celkem tři základní konstrukce. Nejrozšířenější konstrukcí je díky osobním automobilům hřebenová převodka řízení, viz Obr. 2.1. Už z názvu je patrné, že se tato převodka vyznačuje ozubeným hřebenem neboli hřebenovou tyčí. Do hřebenu zapadá pastorek, který při otáčení volantu posouvá hřebenovou tyčí a ta dál tahá za řídicí tyč. Pomocí pák natáčí kola do rejdu. Pastorek je uložen v bloku převodky a zabírá šikmým ozubením. Hřeben je uložen v pouzdrech a k je pastorku přitlačován pružinou, aby se vymezili vůle. Převodka tohoto typu je jednoduchá na výrobu, je typická přesným řízením, které se lehce vrací do původní pozice. [1]



Obr. 2.1 Hřebenová převodka řízení [3]

### Maticové převodky

Běžné maticové převodky řízení jsou tvořeny pohybovým šroubem a bronzovou maticí, viz Obr. 2.2. Pokud otáčíme šroubem neboli volantem, matice se na šroubu posunuje. Tento posuvný pohyb je dále přenášen přes suvnou kulisu na páku řízení. [1]



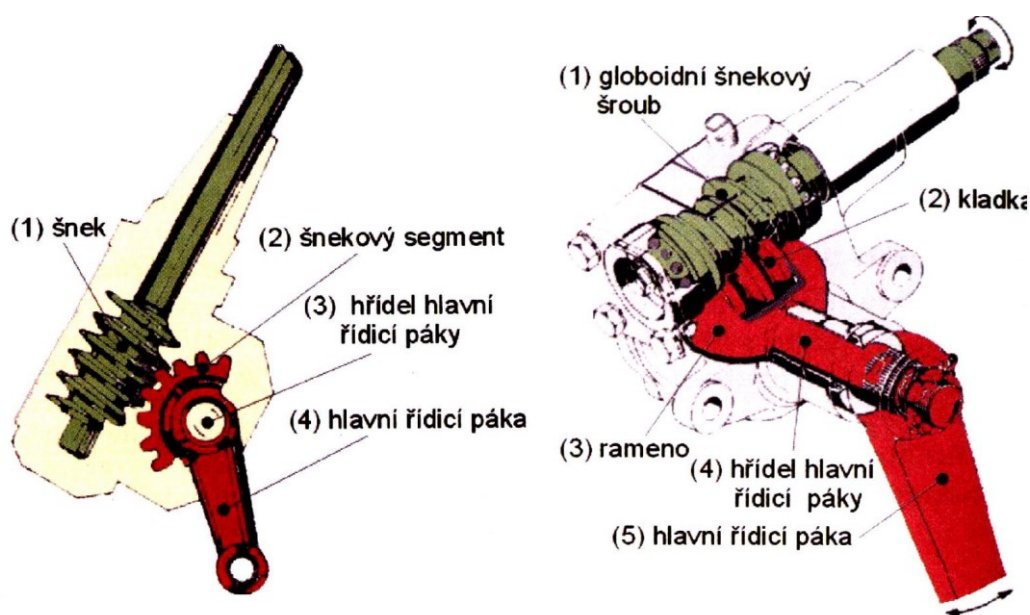
Obr. 2.2 Vlevo konstrukce bez kuličkového šroubu, vpravo konstrukce s kuličkovým šroubem [3]

Ke snížení třecích ztrát mezi šroubem a maticí, především u větších automobilů, používají se kuličkové maticové převodky řízení, kde obíhají mezi závity ocelové kuličky, viz Obr. 2.1. Spojení mezi začátkem a koncem závitu zajišťuje trubka, která je také zaplněna kuličkami. Ty tvoří uzavřený řetěz kuliček. Stejně jako u běžné maticové převodky tak i

u kuličkové dochází k posuvu matice. Ta přenáší posuvný pohyb pomocí ozubení, které zapadá do ozubeného segmentu a ten natáčí řídicí páku. [1]

### Šnekové převodky

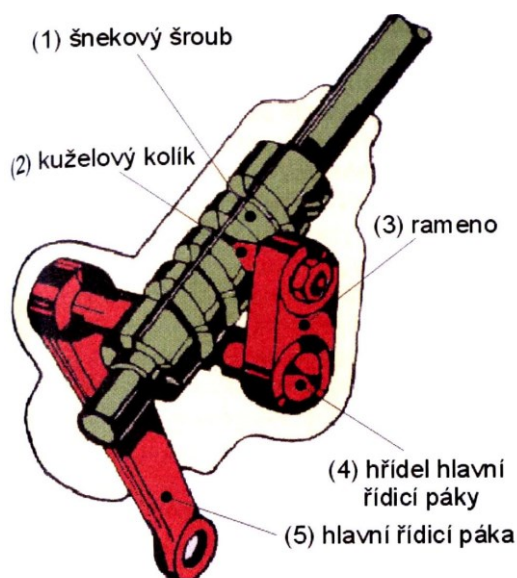
U šnekových převodek se šnekovým segmentem (2) vlivem pohybu volantu se otáčí šnek převodky, viz Obr. 2.3 a tím dochází k natočení šnekového segmentu spojený s hřídelem hlavní řídicí páky. Toto konstrukční řešení převládá u nákladních vozidel. [1]



Obr. 2.3 Šneková převodka se segmentem vlevo, šneková převodka s kladkou vpravo [3]

Další provedení je konstrukce šnekové převodky s kladkou. U této konstrukce kladka zabírá do globoidního šnekového šroubu, viz Obr. 2.3. Kladka je uložena v ložiscích na rameni a spojena s hřídelí. Vůle ve šnekovém převodu se vymezuje posunem excentricky uložené kladky do záběru. Šneková převodka s kladkou patří k nejpoužívanějším konstrukcím řízení nákladních vozidel. [1]

Šneková převodka řízení s kolíkem, Obr. 2.4, obsahuje kuželový kolík, který zasahuje do lichoběžníkového závitu šneku. Kolík je uložen otočně v oku ramene. Toto rameno je pevně spojeno s hlavní hřídelí řídicí páky. Běžně se používají kolíky na jednom rameni. Axiálním posunutím do lichoběžníkového závitu šneku se vymezuje vůle v převodce. [1]



Obr. 2.4 Šneková převodka s kolíkem [3]

## 2.2 Posilovače řízení

V případě, kdy vozidlo stojí na místě, případně když se pohybuje pomalu, bylo by zapotřebí vyvinout velkou řídicí sílu pro otočení vozidlových kol do rejdu. Potřebná síla pro otočení volantu se redukuje pomocí převodky řízení, avšak příliš velké zpřevodování znamená velký převodový poměr převodky, což by zapříčinilo otáčení volantu o příliš mnoho otáček a tím by se řízení celkově zpomalilo. U nákladní automobilů se dříve tento problém řešil větším poloměrem volantu. Proto se používají posilovače řízení, které sníží potřebnou ovládací sílu vyvíjenou řidičem vozidla na volant. [1]

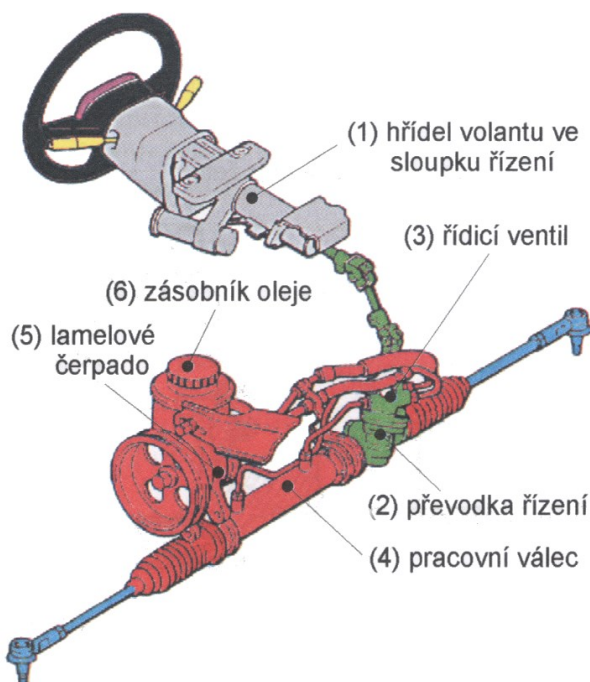
### Hydraulické posilovače řízení

Posilovače řízení mohou využívat několik principů zesílení účinku ovládací síly na volant. V dnešní době stále nejrozšířenějším principem posilovače řízení je řízení s hydraulickým posilovačem, které se běžně používá v kombinaci s hřebenovou převodkou řízení nebo s převodkou s kuličkovým šroubem. Postupem času se začínají prosazovat i elektrohydraulické nebo elektromechanické posilovače řízení. [5]

Hydraulický posilovač řízení obsahuje běžné komponenty, ale je vybaven převodkou řízení, která obsahuje dvojčinný pracovní hydraulický válec a dalšími hydraulickými prvky, viz Obr. 2.5. Pracovní tlak pro vytvoření potřebného posilovacího účinku je generován pomocí vysokotlakého olejového hydrogenerátoru, převážně lamelové konstrukce. Hydrogenerátor saje hydraulický olej z nádrže servořízení a je poháněn od spalovacího motoru. [1]



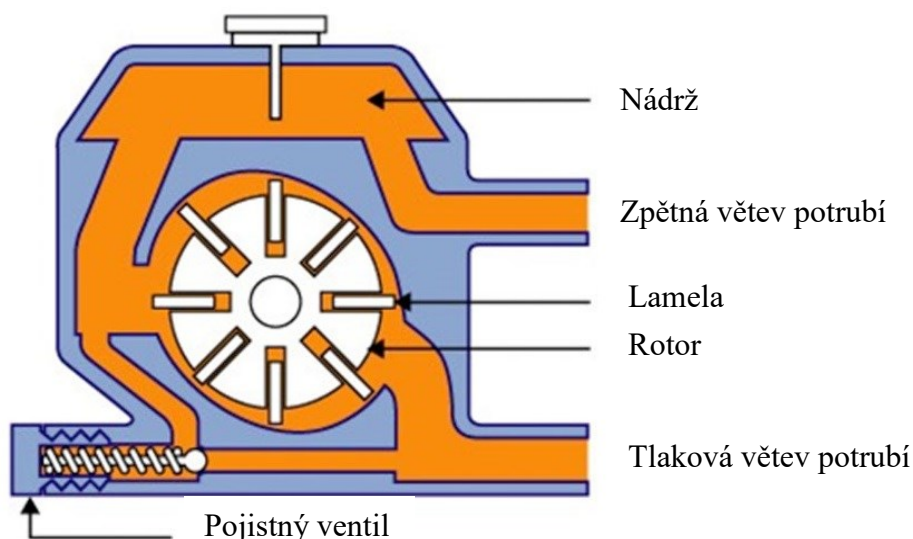
Šoupátkový rozváděč v závislosti na pootočení volantu hradí průtok kapaliny do jednoho nebo druhého pracovního prostoru hydraulického válce, díky kterému pak dochází k natočení kol vozidla do rejdu. Vzniklý posilovací účinek redukuje sílu, která je potřeba pro natočení volantu. Pro zajištění bezpečnosti při poruše řízení musí systém obsahovat mechanickou vazbu, kdy je možné řídit vozidlo i s potřebným navýšením ovládací síly. [4]



Obr. 2.5 Hydraulický posilovač řízení [1]

### Zdroj tlaku oleje

Potřebný tlak a průtok pro činnost posilovače řízení zajišťuje vysokotlaký hydrogenerátor poháněný od spalovacího motoru vozidla více drážkovým řemenem, který může pohánět i další zařízení vozidla, například vodní pumpu, alternátor nebo kompresor klimatizace. Tento hydrogenerátor je převážně lamelové konstrukce. Dále může být záložní hydrogenerátor umístěný například na výstupu z převodovky z důvodu poruchy spalovacího motoru. Spalovací motor jakožto zdroj točivého momentu pro hydrogenerátor má během provozu různé pracovní otáčky, proto musí být hydrogenerátor opatřen ventilem, který omezuje průtok do válce posilovače řízení a zároveň slouží i jako pojistný ventil aby nedošlo k překročení maximálního dovoleného tlaku. V závislosti na otáčkách dodává hydrogenerátor přibližně průtok  $Q = (0,3 \div 1,7) \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  hydraulického oleje při tlaku  $p = (7 \div 13) \text{ MPa}$ . [4]

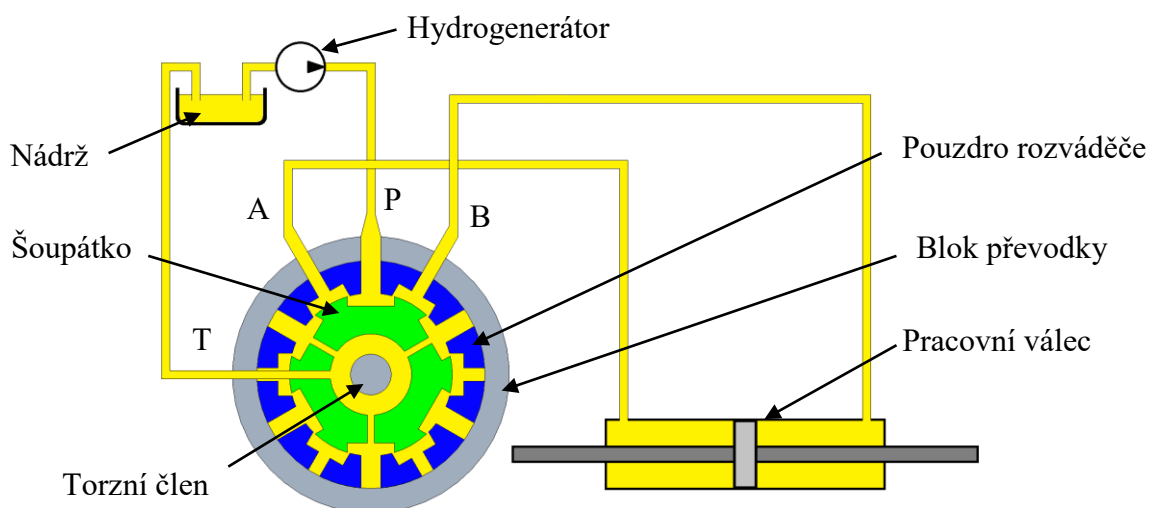


Obr. 2.6 Zdroj tlaku oleje – lamelový hydrogenerátor [4]

Systém se dále skládá z nádrže pro hydraulický olej a olejového potrubí. Hydrogenerátor, viz Obr. 2.6, je spojen s převodkou řízení pomocí ocelových trubek a vysokotlakých hadic. Sací a vratné potrubí, které se nachází mezi hydrogenerátorem a nádrží jsou nízkotlaká potrubí a hadice. [1]

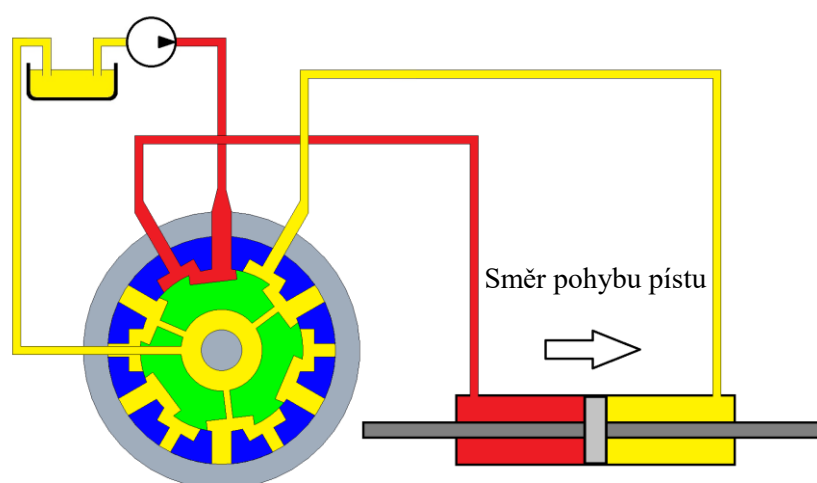
### **Řídící ventil (hrazení průtoku)**

K hrazení průtoku u servořízení automobilů se používají 4/3 rozváděče konstrukce s rotačním šoupátkem. Tento rozváděč se skládá z několika základních částí. Z bloku rozváděče, který je většinou i součástí skříně převodky řízení. Dále otočným pouzdem, které je napevno spojeno s pastorkem u hřebenového posilovače nebo s pohybovým šroubem v případě šroubové převodky. Pouzdro má z vnější strany čtyři radiální drážky, kterými rozváděč přivádí kapalinu od hydrogenerátoru, do levého nebo pravého pracovního prostoru pístu nebo drážku pro odvod kapaliny zpět do nádrže. Další součástí rozváděče je rotační šoupátko. Toto šoupátko má na své vnější straně zpravidla šest axiálních drážek a je mechanicky spojeno s volantem vozidla. Zpětnou vazbu mezi šoupátkem a pouzdem zajišťuje pružný prvek, většinou torzní tyč. [1]



Obr. 2.7 Princip funkce rotačního rozváděče ve střední poloze

Rozváděč rotačního šoupátka se nachází ve střední poloze ve chvíli, kdy nedochází k působení síly na volant od řidiče vozidla. Jelikož má rozváděč otevřený střed, v tomto stavu jsou všechny kanály rozváděče otevřeny do nádrže a kapalina volně protéká, viz Obr. 2.7. Aby se šoupátko přestavilo, je nutné vyvodit na volantu sílu a zároveň je zapotřebí odpor od působení kol, který brání natočení kolům vozidla. Tím dojde ke zkroucení torzního prvku a dochází k překrytí hran šoupátka a pouzdra. Jakmile se odkryjí hrany, tlakový olej se přivádí do prostoru s danou plochou pístu a zároveň dochází k odvedení oleje z druhé strany pístu přes rozváděč zpět do nádrže, viz Obr. 2.8. Ve chvíli, kdy je překonána síla pro zatočení, nebo při uvolnění volantu se rotační šoupátko vlivem torzního prvku vrací do střední polohy. [1]



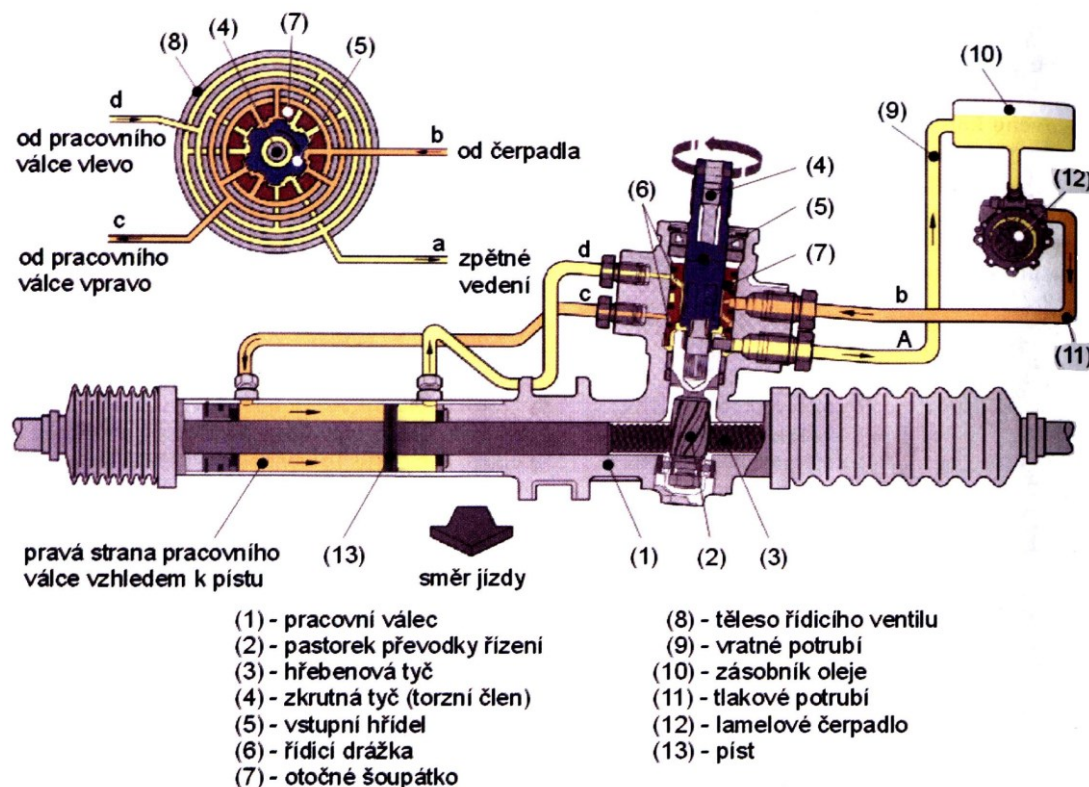
Obr. 2.8 Princip funkce rotačního rozváděče při posílení účinku

## Pracovní válec

V případě hřebenové i šroubové konstrukce, je pracovní válec převodky řízení součástí monobloku převodky. Pístnice pracovního válce u hřebenové převodky řízení má na jedné straně hřeben pro mechanické spojení s volantem. U šroubové převodky řízení je pístem samotná matice pohybového šroubu, kdy tlakový olej působí buď na jednu, nebo na druhou stranu matice, v závislosti na jakou stranu vyžadujeme posilovací účinek. [1]

## Příklad hydraulického posilovače

Nejrozšířenější posilovač řízení v automobilech je hydraulický s hřebenovým řízením, viz Obr. 2.9. Účinek posílení je progresivní a záleží na krouticím momentu od volantu. Čím je vyšší síla potřebná k natočení volantu, tím je větší zkroucení torzního členu, většinou torzní tyče. Tím je větší posilovací účinek a dodávka tlakového oleje, protože dojde k většímu otevření šoupátkového rozváděče. [5]

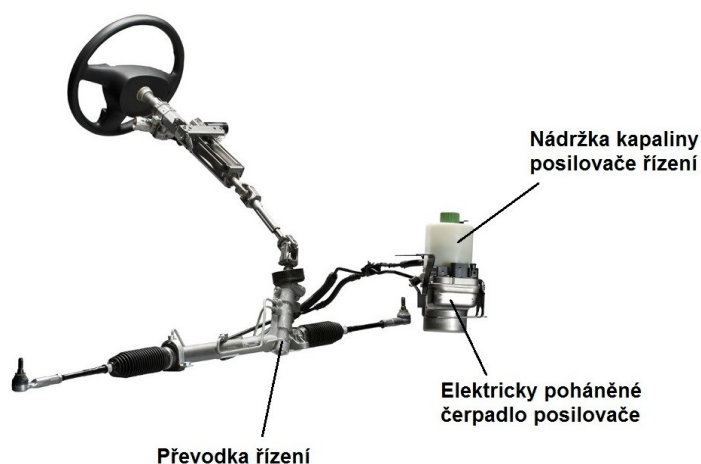


Obr. 2.9 Hydraulický posilovač s hřebenovou převodkou řízení [5]

Šoupátkový rozváděč přepouští tlakový olej na levou nebo na pravou stranu pracovního pístu. Ten je pevně spojen s hřebenovou tyčí. Tlak oleje pomáhá k posouvání pracovního pístu, tudíž i s hřebenovou tyčí na požadovanou stranu pracovního válce. [5]

### Elektrohydraulické posilovače řízení

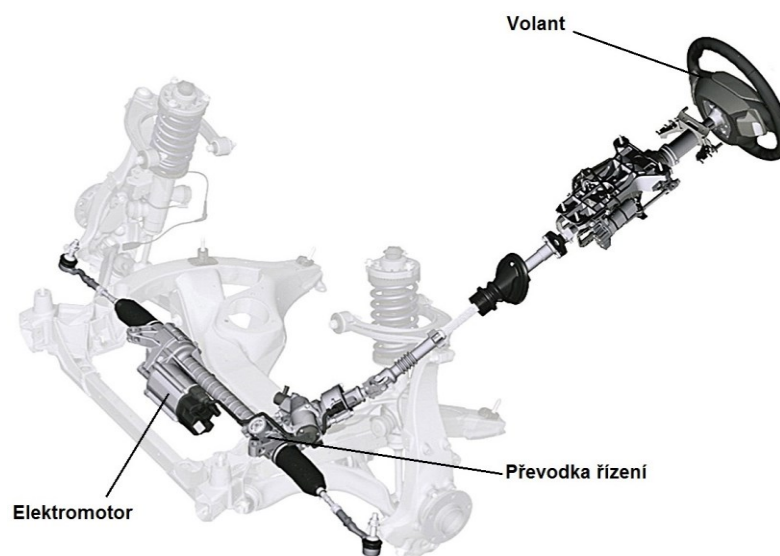
Elektrohydraulický posilovač řízení neboli posilovač EPHS (Electric Power Hydraulic Steering). Tato konstrukce posilovače řízení je velice podobná klasickému hydraulickému posilovači řízení, kdy je hydrogenerátor poháněn spalovacím motorem. U elektrohydraulického posilovače řízení je hydrogenerátor poháněn vlastním elektromotorem, viz Obr. 2.10. Výhoda tohoto konstrukčního řešení spočívá v tom, že neodebírá výkon spalovacímu motoru. U dřívějších systémů se elektromotor spustil po nastartování spalovacího motoru, stejně jako u hydraulického posilovače. Moderní systémy umožňují dodávání kapaliny pouze ve chvíli, kdy dochází k otáčení volantu. Toto vyžaduje snímání úhlu natočení volantu. Dále je možné upravovat posilovací účinek v závislosti na rychlosti vozidla, případně je možné nastavovat posilovací účinek pomocí řídicí jednotky. [6]



Obr. 2.10 Elektrohydraulický posilovač řízení [6]

### Elektromechanické posilovače řízení

Elektromechanický posilovač řízení, neboli EPS (Electrical Power Steering), nevyužívá pro posilovací účinek tlakovou kapalinu, ale pouze elektromotor umístěný buď přímo na sloupku řízení, tato konstrukce není tak citlivá. Nebo u sofistikovanějších konstrukcích přímo na hřeben v převodce řízení, která se pak nazývá dvouhřebenová. Výhoda oproti hydraulickému posilovači spočívá v šetření paliva, protože není třeba stále pohánět hydrogenerátor, v momentě kdy posilovací účinek není potřeba. Další výhodou tohoto řešení je jeho jednoduchost a poměrně snadné nastavení posilovacího účinku. Tento systém byl vyvinut především proto, že umožňuje rozvinutí automatického parkování vozu, asistent pro udržování vozidla v jízdním pruhu a také možnost řízení v autonomním režimu, viz Obr. 2.11. [7]



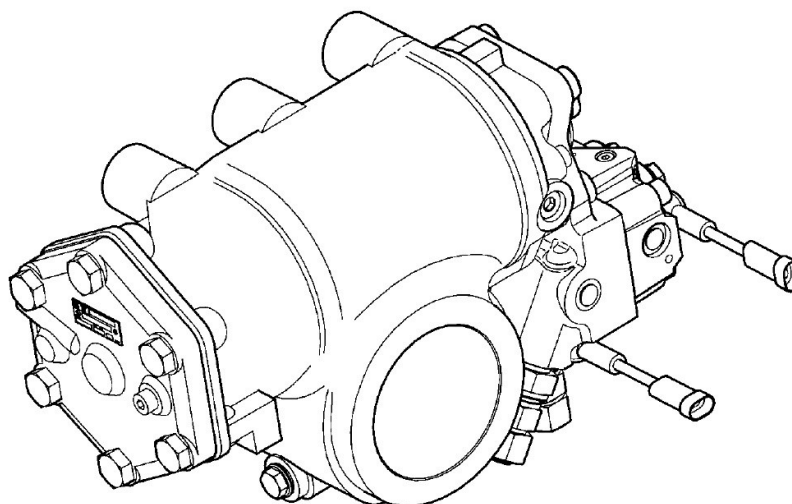
Obr. 2.11 Elektromechanický posilovač řízení [6]

### 3 Řízení vozidel TATRA

V této kapitole jsou popsány komponenty posilovače řízení vozidel TATRA TRUCKS, a. s. V první části je detailně popsána konstrukce a funkce převodky řízení. Následně je vyhotovené hydraulické schéma a specifikace komponent.

#### 3.1 Monoblok servořízení ZF

Monoblok řízení, viz Obr. 3.1, od firmy ZF Friedrichshafen AG slouží k posílení síly od volantu, kterou vytvoří řidič vozidla. V naprosto perfektním stavu by měl řidič za provozu vynaložit například pouze sílu  $F = 30 \text{ N}$ , což přibližně odpovídá hmotnosti  $m = 3 \text{ kg}$ . [8]



Obr. 3.1 Monoblok řízení ZF [8]



Pokud nastane situace, kdy hydrogenerátor poháněný od spalovacího motoru vozidla přestane dodávat potřebný průtok a tlak, ať už z důvodu poruchy právě hydrogenerátoru nebo z důvodu zastavení spalovacího motoru, případně jiné závady, vstupuje do činnosti nouzový hydrogenerátor poháněný od výstupní hřídele z převodovky, která se při prohybu vozidla otáčí a tím může nouzově pohánět tento hydrogenerátor. [8]

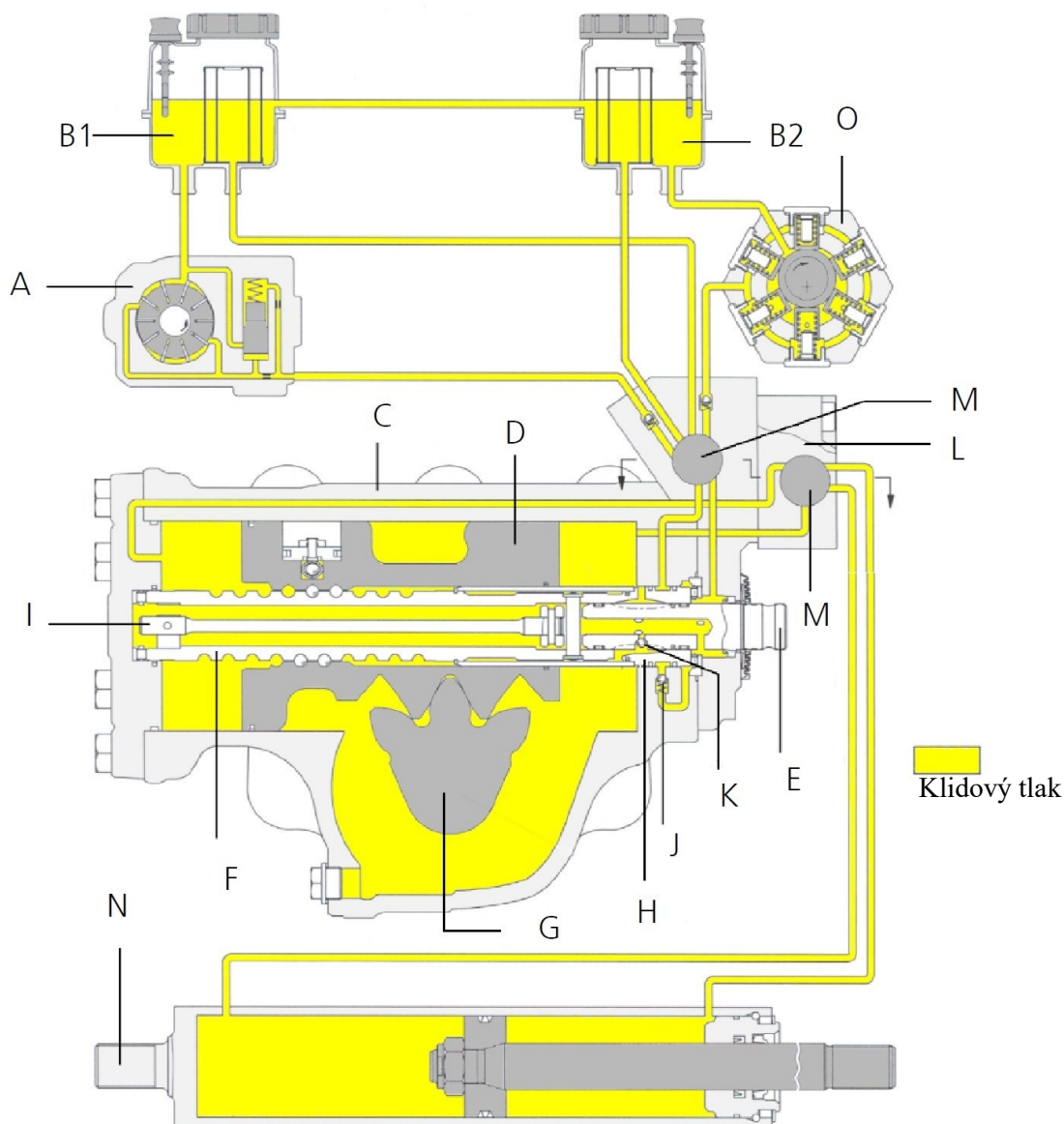
I v případě selhání záložního hydrogenerátoru existuje vždy mechanické spojení mezi volantem a silničním kolem, díky kterému je možné se zvýšenou silou volantem otáčet a tím řídit vozidlo. Z důvodu poškození sloupku řízení nesmí tato síla překročit hodnotu  $F = 700 \text{ N}$ , tudíž přibližně hmotnost  $m = 70 \text{ kg}$ . [8]

### Konstrukce

Průtok oleje a tlak potřebný pro posílení zařízení je zajišťován hydrogenerátorem poháněným spalovacím motorem vozidla (A). Tímto hydrogenerátorem je čerpána kapalina z olejové nádrže (B1) do bloku posilovače řízení (C). Následně je kapalina přiváděna zpět do nádrže (B1), viz Obr. 3.12. [8]

Dále je v tomto systému použit druhý záložní hydrogenerátor (O) poháněný od výstupní hřídele z převodovky, který je spojen s druhou olejovou nádrží (B2). Blok (C) viz Obr. 3. Obr. 3.2 a píst (D) má funkci válce. Kuličkový šroub přeměňuje rotační pohyb vstupního hřídele řízení (E) a závit (F) na posuvný pohyb, který se převádí dál na sektorový výstupní hřídel (G). Píst (D) a závit (F) jsou spojeny prostřednictvím kuličkového závitu. Pokud se kuličkový šroub otáčí, kuličky na jednom konci závitu jsou odebírány zpětnou trubicí a jsou opět přiváděny na druhý konec, tudíž vzniká nekonečný kuličkový řetězec. [8]

Jak píst (D), tak i sektorový výstupní hřídel (G) jsou opatřeny ozubením. Když se píst (D) posune, tak díky hřebenovému ozubení pootočí výstupní hřídel (G). Ventil řízení neboli rozváděč, se skládá z rotačního šoupátka (E), které je uloženo v jehlovém ložisku v závitě a je opatřeno šesti regulačními drážkami po obvodu. Dále z vnějšího pouzdra rozváděče (H) na závitu (F). Torzní tyč (I), je připevněná k rotačnímu šoupátku (E) a závitu (F). Pokud není na volant vyvinuta žádná síla, udržuje torzní tyč rotační šoupátko ve střední poloze. Do pouzdra převodky řízení může být integrován přetlakový ventil (J) omezující maximální tlak v systému řízení. [8]



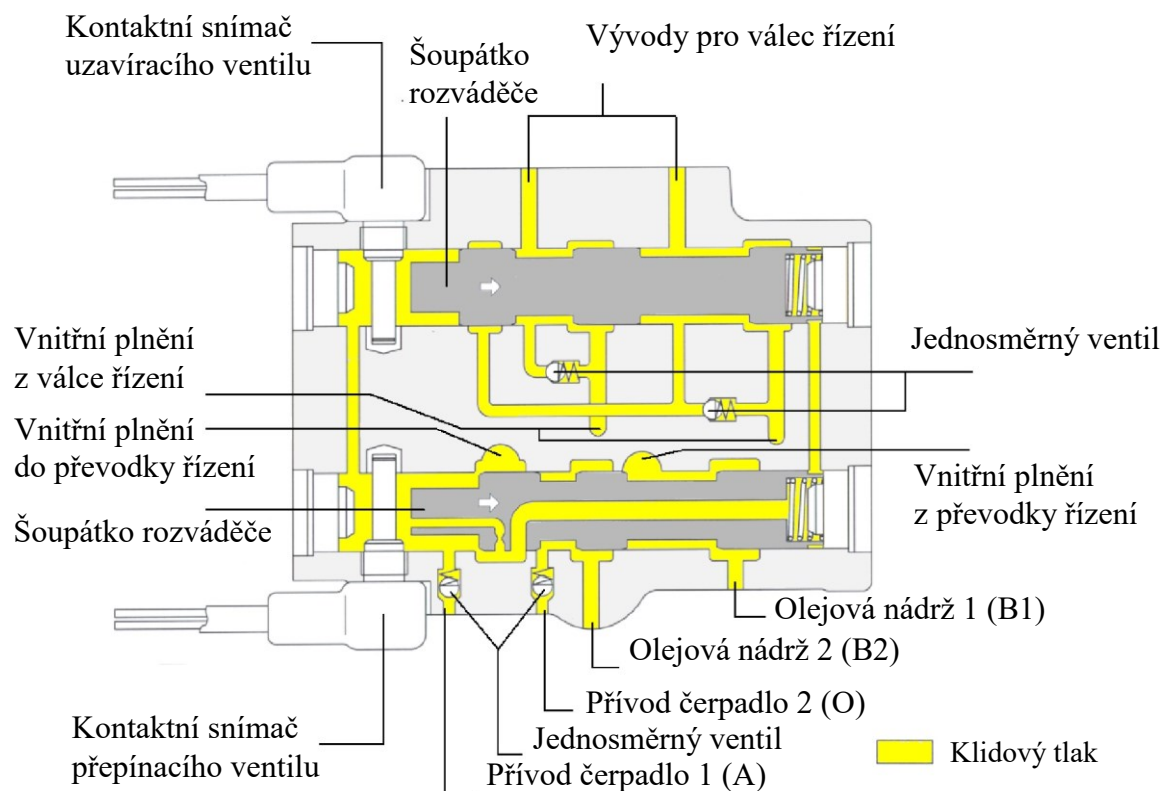
Obr. 3.2 Monoblok řízení ZF v řezu [8]

Když probíhá řízení bez hydraulické pomoci, může být namontován plnicí ventil (K), přes který se nasává olej ze zpětného potrubí. Díky variabilnímu poměru vytváří blok řízení přímější chod okolo středu. To má vliv na sílu řízení, protože jsou vyžadovány pouze drobné korekce řízení. Dále je to pozitivní při parkování, kdy je vyžadován větší úhel volantu při vyšším hydraulickém momentu na výstupní hřídeli v důsledku nepřímého poměru řízení. Tlakové přívody bloku řízení jsou vybaveny jedním zpětným ventilem, který zabraňuje úniku tlakového oleje do neaktivního okruhu hydrogenerátoru. Válec řízení (N), který ovládá natočení kol na zadní nápravě, je připojen k rozváděči pomocí hydraulických vedení. [8]

V případě poruchy hydrogenerátoru poháněného spalovacím motorem vozidla (A), rozváděč (L) připojí hydrogenerátor poháněný od výstupní hřídele z převodovky (O) k systému na Obr. 3.3. [8]



Pro zabránění přívodu oleje do válce řízení zadní nápravy v případě poruchy hydrogenerátoru poháněného spalovacím motorem vozidla, je rozváděč dodatečně opatřen uzavíracím ventilem. Přepínání nebo vypínání se provádí pomocí dvou ovládacích ventilů (M). Pomocí kontaktního spínače kontrolka informuje řidiče, že došlo k poruše hydrogenerátoru poháněného spalovacím motorem. [8]



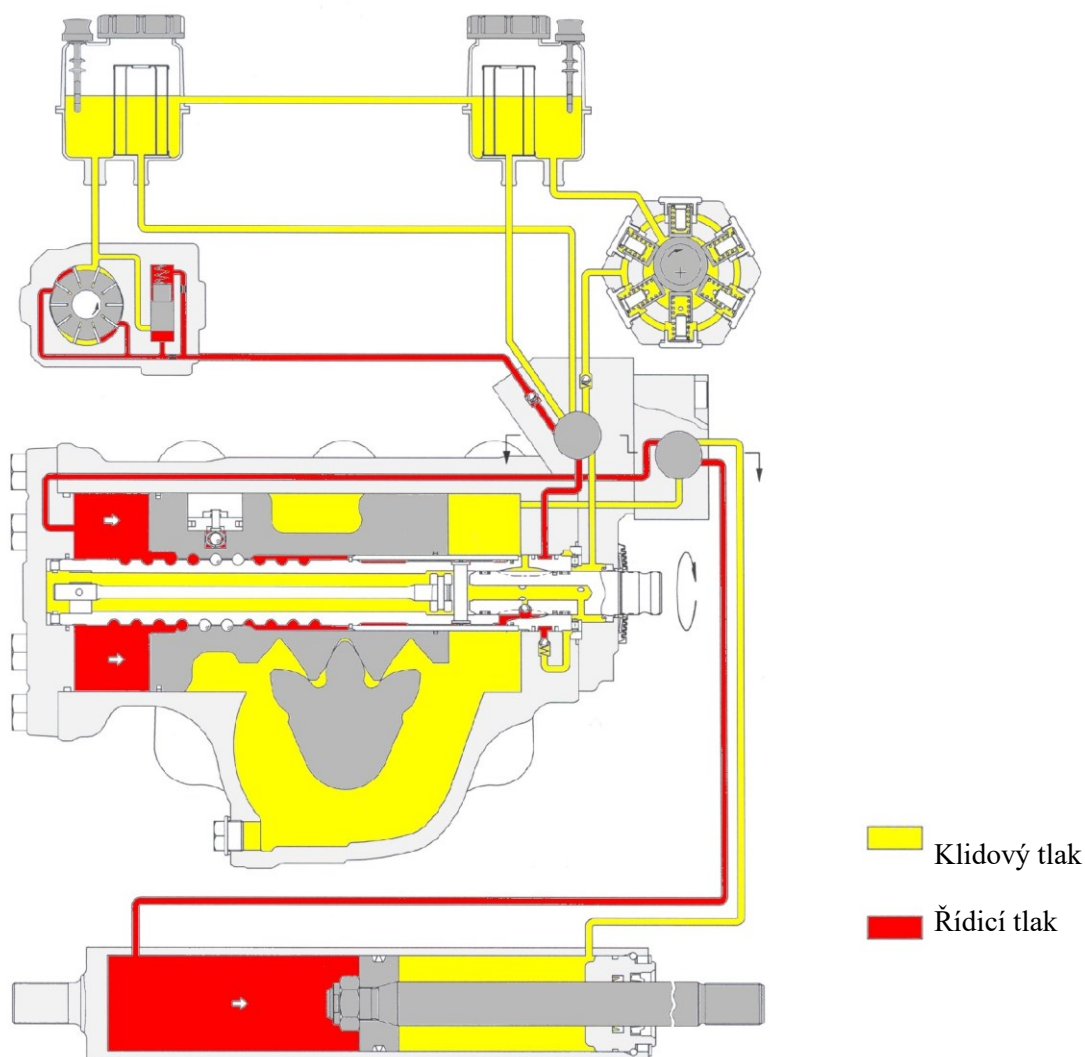
Obr. 3.3 Rozváděč pro hrazení průtoku od hydrogenerátoru poháněného spalovacím motorem nebo od záložního hydrogenerátoru [8]

### Funkce

Když je krouticí moment přenášen ze vstupního hřídele (E), tj. od volantu, na závit (F), je torzní tyč (I) deformována v elastické oblasti své délky, což způsobuje pootočení mezi rotačním šoupátkem (E) a ventilovým pouzdrem (H) a posunou se řídicí drážky šoupátka (E) ventilu ze střední polohy vůči poloze ventilového pouzdra (H). Po uvolnění volantu se působením torzní tyče (I) vrátí šoupátko do neutrální (střední) polohy. [8]

Dokud je řídicí ventil ve střední poloze, může olej protékat do komor válce a poté přes rotační rozváděč (E) odtékat do olejové nádrže (B), vše je otevřené do nádrže. [8]

### Funkce při pohybu řízení poprava (píst s pravochodým závitem)

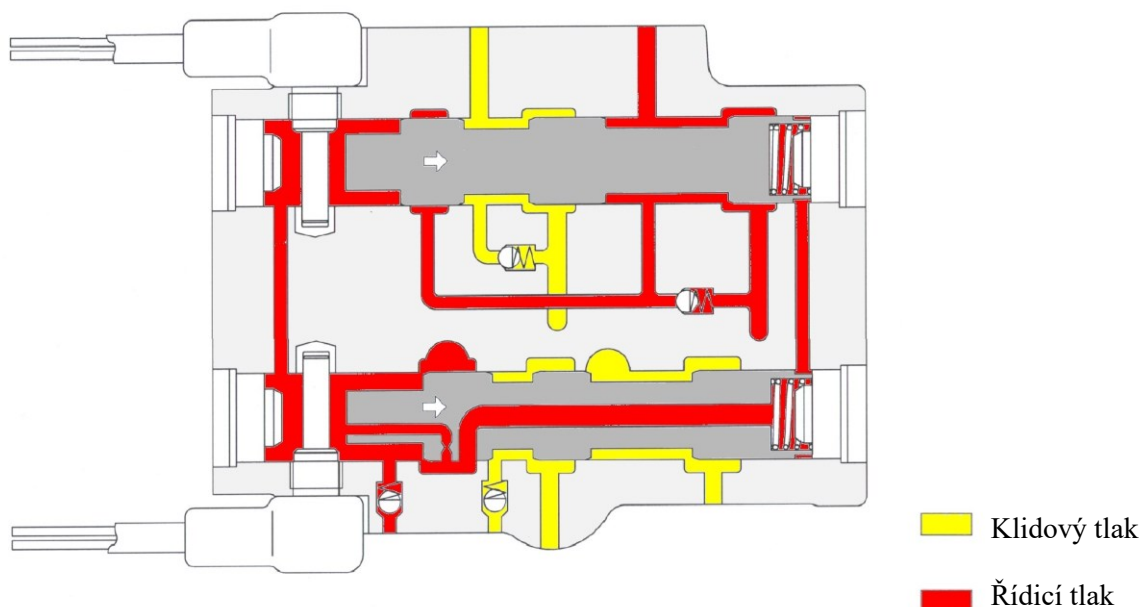


Obr. 3.4 Tlakové poměry v monobloku řízení [8]

Pokud dojde k otočení volantu doprava, píst se posune doprava, viz Obr. 3.4. V levé části válce se nyní přivádí tlak, který je funkcí síly řízení. [8]

Olej z pravé části válce odtéká do olejové nádrže přes šoupátkový rozváděč. [8]

Po nastartování motoru se šoupátka (M) přepínacího/uzavíracího ventilu posunou podle síly pružiny, a díky tomu zaručuje motorem poháněný hydrogenerátor (A) hydraulické posílení. Schéma viz Obr. 3.5. [8]



Obr. 3.5 Tlakové poměry v rozváděči pro hrazení průtoku od hydrogenerátoru poháněného spalovacím motorem nebo od záložního hydrogenerátoru v běžném stavu [8]

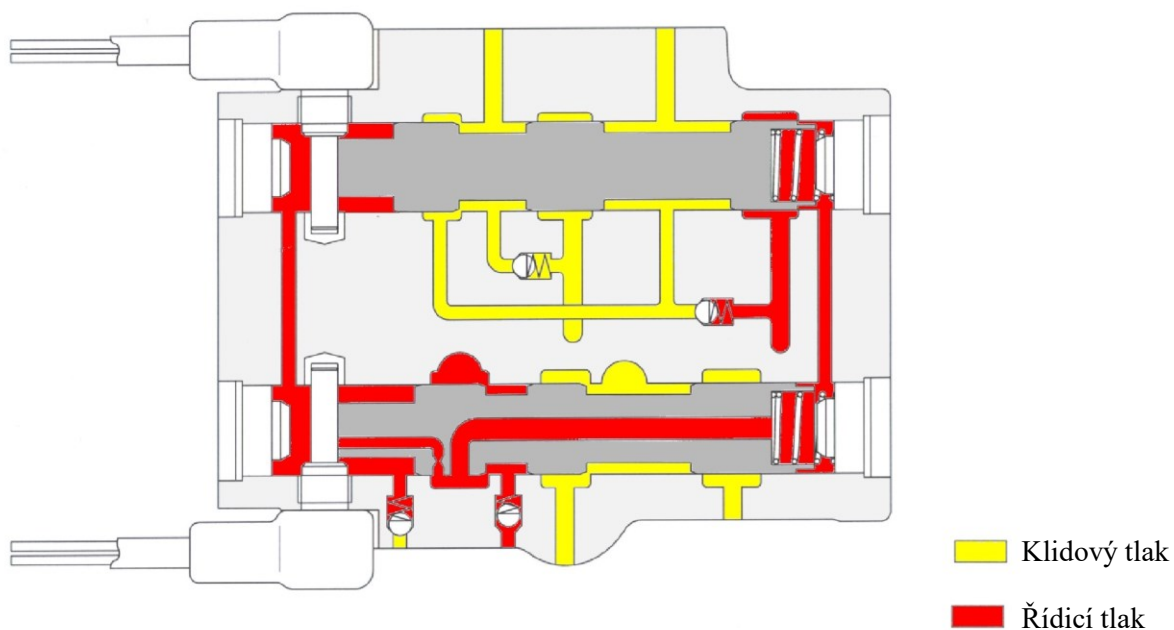
#### **Stav při poruše hydrogenerátoru poháněného spalovacím motorem vozidla**

V případě kdy nastane porucha hydrogenerátoru poháněného spalovacím motorem vozidla se šoupátka přepínacího/uzavíracího ventilu posunou zpět do svých základních poloh díky síle pružiny, která na ně působí, viz Obr. 3.6. Sepne se kontaktní snímač uzavíracího ventilu, tím se dává najevo řidiči vozidla, že došlo k poruše na posilovači řízení. [8]

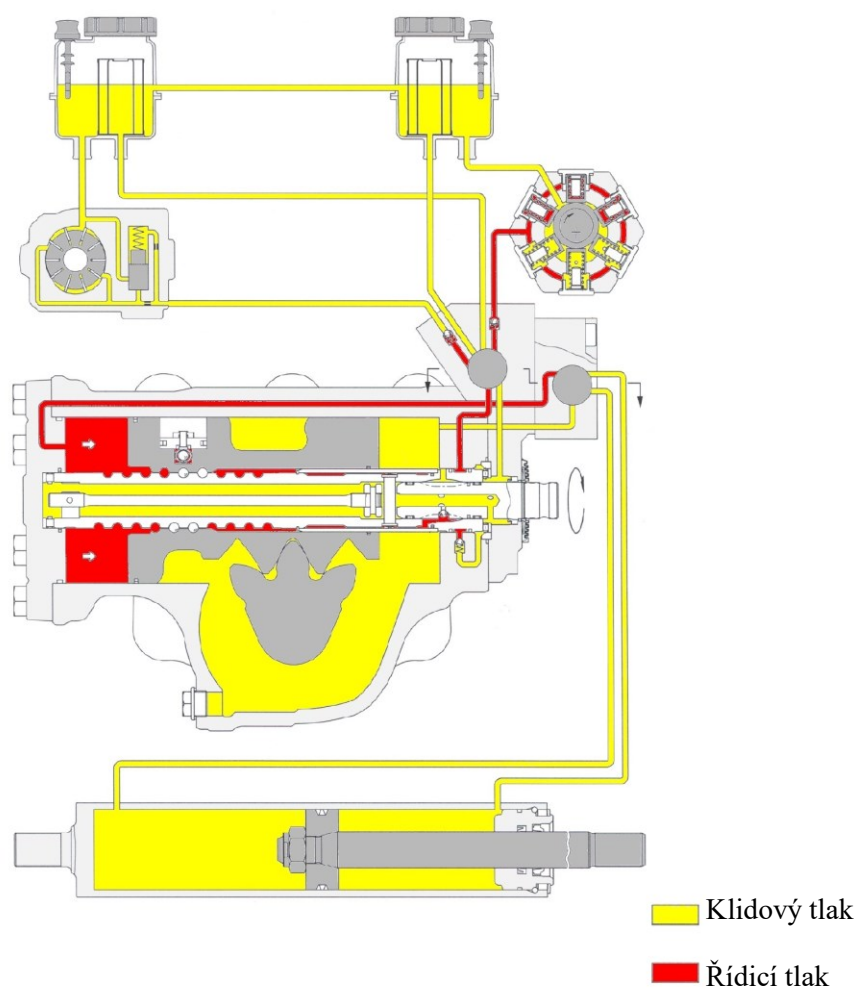
Díky tomuto stavu je hydrogenerátor poháněný od výstupní hřídele z převodovky připojen k systému a válec řízení zadní nápravy se odpojí. [8]

Uzavření válce pro řízení zadní nápravy je nezbytné, protože hydrogenerátor poháněný od výstupní hřídele z převodovky nedodává potřebný objem oleje, který by byl potřebný pro dostatečné plnění. [8]

Stav funkce bloku řízení nyní odpovídá stavu, jakým by pracoval v režimu s hydrogenerátorem poháněným spalovacím motorem vozidla v běžném provozním stavu, pouze dochází ke snížení hydraulického účinku a k odpojení válce pro řízení zadních náprav, viz Obr. 3.7. [8]



Obr. 3.6 Tlakové poměry v rozváděči pro hrazení průtoku poháněného od záložního hydrogenerátoru v režimu poruchy [8]

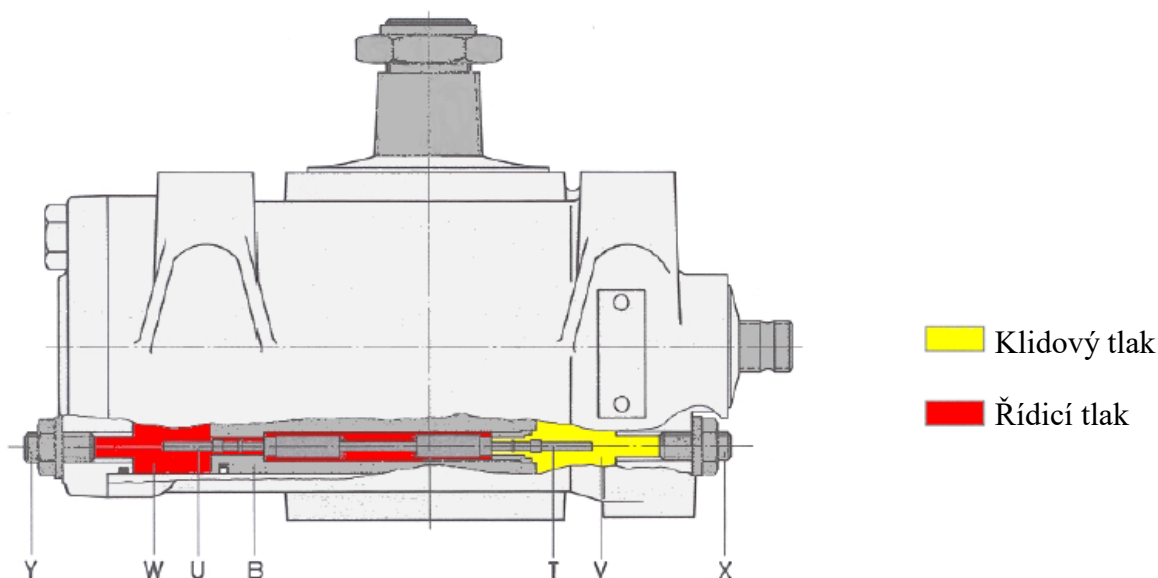


Obr. 3.7 Tlakové poměry v monobloku řízení při poruše hydrogenerátoru poháněného spalovacím motorem vozidla [8]

### Funkce omezení hydraulického řízení

Omezovač hydraulického řízení zabraňuje zablokování řízení při maximálním hydraulickém tlaku. Omezovač tím chrání hydrogenerátor, potrubí řízení a přehřívání hydraulického oleje. [8]

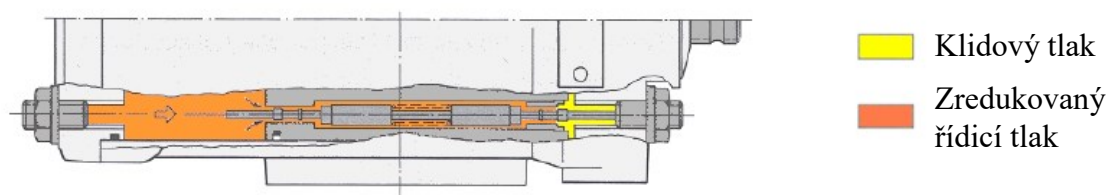
Dvojčinný řídicí omezovací ventil s pružinou předepnutými čepy ventilu (T a U) je uspořádán v podélném směru v pístu (B). Piny ventilu přecházejí přes pravou i levou plochu pístu, viz Obr. 3.8. [8]



Obr. 3.8 Omezovač hydraulického řízení (bez zredukování hydraulického posílení) [8]

Když se šoupátko posune doprava nebo doleva směrem k dorazu, jsou čepy ventilu (T a U) ovládány stavěcími šrouby (X a Y) namontované v bloku převodky řízení. Omezovací ventil je zavřený dokud jeden z čepů ventilu nezatlačí do stavěcího šroubu. [8]

Pokud dojde k posunutí pístu doprava, viz Obr. 3.9 zastaví se pravý čep ventilu (T) o doraz nastavený stavěcím šroubem (X). Čep ventilu (U) je tlačěn tlakem oleje, tudíž olej může protéct z prostoru válce (W) do prostoru válce (V), viz Obr. 3.18 a odtud do zpětného potrubí. Pokud dojde k posunutí šoupátka doleva, analogicky se provede opačný proces. [8]

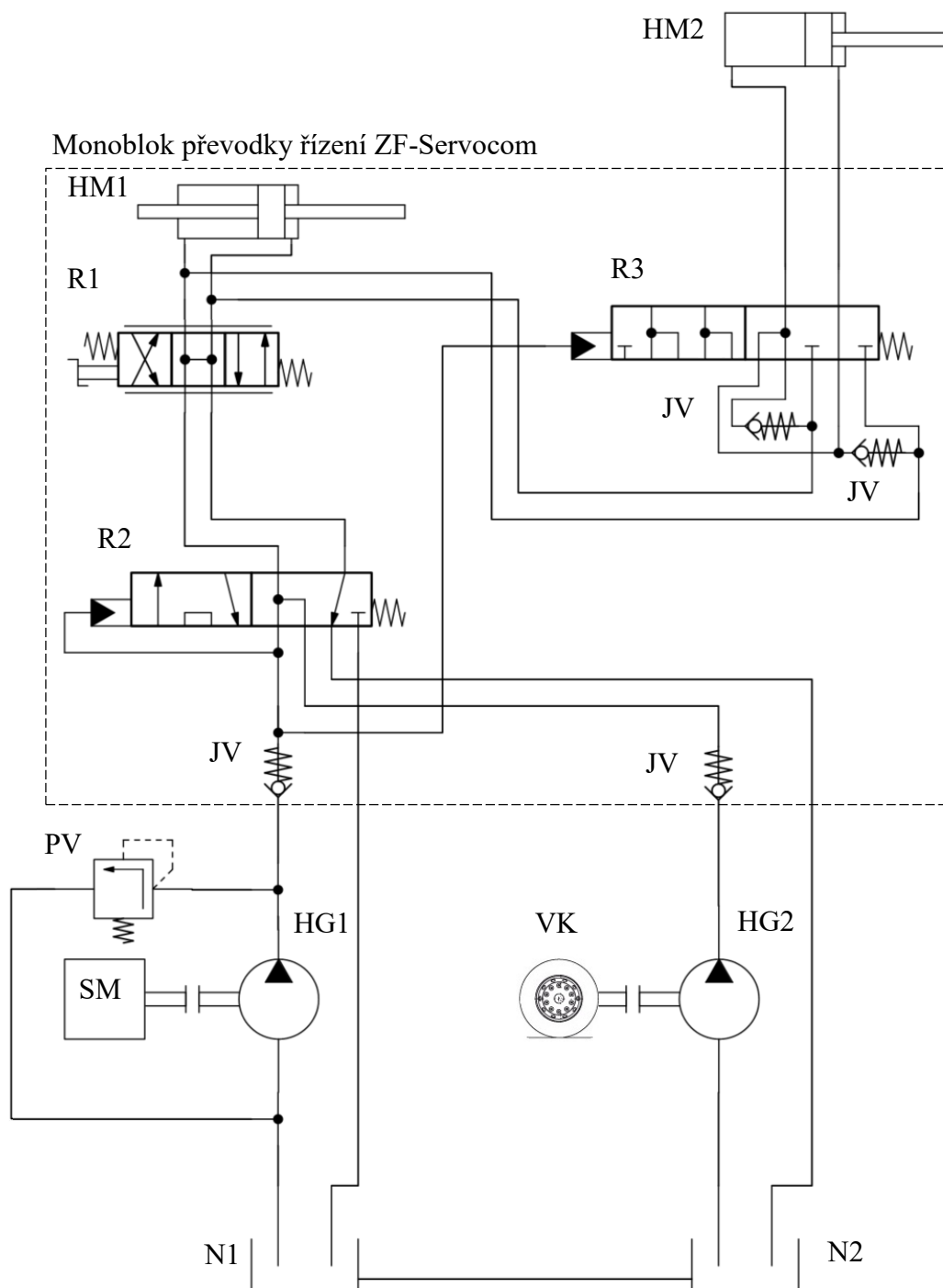


Obr. 3.9 Omezovač hydraulického řízení (zredukování hydraulického posílení) [8]

Jakmile je ventil omezovače řízení otevřen, může se převodka řízení dále otáčet, do té doby dokud se nezastaví o doraz. [8]

### 3.2 Náhradní hydraulické schéma

Na náhradním hydraulickém schématu (Obr. 3.10) lze vyčíst základní hydraulické prvky, které obsahuje převodka řízení, ale také další jako jsou hydrogenerátory pro dodání potřebné tlakové energie, nádrže a pracovní válce. Monoblok řízení ZF je vyznačen na Obr. 3.10 čárkovaným obdélníkem.



Obr. 3.10 Náhradní hydraulické schéma

**Popis jednotlivých prvků:**

Nádrže hydraulického obvodu posilovače řízení u vozidla TATRA T158, viz Obr. 3.11, jsou použity na vozidle dvě, typové specifikace, viz Tab. 3.1. Nádrž pro primární okruh hydraulického posilovače (N1) a nádrž pro záložní hydraulický okruh posilovače řízení (N2) s využitím záložního hydrogenerátoru (HG2), obě nádrže jsou propojeny. Specifikace nádrže viz Tab. 3.2.

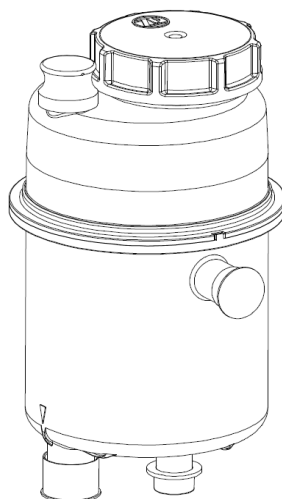
Primární hydrogenerátor (HG1), viz Obr. 3.12 a typ viz Tab. 3.3, posilovače řízení je poháněn spalovacím motorem (SM), v běžném režimu je dodávka tlakové energie závislá pouze na tomto čerpadle. Dále je součástí primárního hydrogenerátoru tlakový pojišťovací ventil (PV). Specifikace hydrogenerátoru viz Tab. 3.4.

Záložní (nouzový) hydrogenerátor (HG2), je poháněn kinetickou energií pohybujícího se vozidla. Toto čerpadlo přichází do činnosti ve chvíli, kdy primární hydrogenerátor nedodává potřebný tlak z důvodu vlastní poruchy nebo v případě poruchy spalovacího motoru. Pohon záložního hydrogenerátoru je zajištěn pomocí vozidlového kola (VK) a dále převodového ústrojí nacházející se mezi kolem vozidla a záložním hydrogenerátorem. Hydrogenerátor je umístěn u sestupné převodovky vozidla.

Monoblok převodky, viz Obr. 3.13 a typ viz Tab. 3.5, řízení obsahuje kromě mechanického převodu také hydraulické prvky pro hrazení průtoku kapaliny a hydraulický válec. Každá převodka posílená tlakem kapaliny musí obsahovat 4/3 rozváděč (R1) ovládaný volantem vozidla, s rotačním šoupátkem a otevřeným středem, rozváděč se vrací do středové polohy pružinou (torzní prvek), dále je součástí převodky řízení přímočarý hydromotor (HM1) ten slouží k posílení silového účinku převodky řízení od volantu vozidla, pomocí tlaku kapaliny. Dále monoblok obsahuje dva rozváděče. První z dvojice je rozváděč 6/2 (R2) ovládaný tlakem kapaliny od primárního hydrogenerátoru HG1, do základní pozice je vrácen pružinou, pokud HG1 nedodává tlak, rozváděč se nachází v základní poloze a dodávka tlakové kapaliny závisí na hydrogenerátoru HG2. Pokud HG1 dodává dostatečný tlak, rozváděč se přestaví a plnou tlakovou energii dodává pouze HG1 a HG2 je odlehčen do nádrže. Rozváděč 7/2 (R3) je taktéž ovládaný tlakem kapaliny od primárního čerpadla HG1, do základní pozice vrácen pružinou. Pokud HG1 nedodává tlak a systém se nachází v nouzovém režimu, rozváděč se nachází v základní poloze, tu chvíli dodávka tlakové kapaliny závisí pouze na HG2 a tímto rozváděčem se odpojí řízení zadních náprav. V tomto režimu je veškerá tlaková energie využita pro řízení předních náprav. Převodka řízení dále obsahuje několik jednosměrných ventilů (JV) pro zajištění průtoku kapaliny pouze jedním směrem. Specifikace převodky řízení viz Tab. 3.6.

Součástí hydraulického obvodu je přímočarý hydromotor (HM2), viz Obr. 3.14 a typové označení, viz Tab. 3.7, určený pro natáčení vozidlových kol na zadních nápravách vozidla, nachází se na zadní nápravě se specifikacemi, viz Tab. 3.8.

### Specifikace komponent:



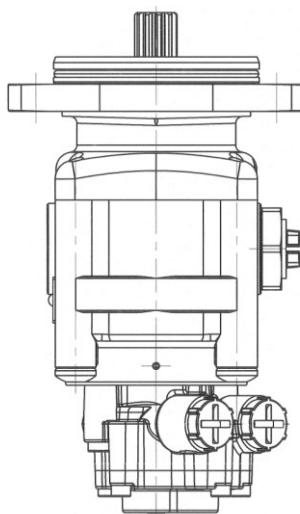
Obr. 3.11 Nádrž posilovače řízení [9]

Tab. 3.1 Typové označení nádrže N1 a N2 [9]

Označení	Název	Typ	Výrobce
N1, N2	Nádrž	765.641.139.667	ZF Boge Elastmetall GmbH

Tab. 3.2 Specifikace nádrže N1 a N2 [9]

Objem	$V_N$	1,5	dm <sup>3</sup>
Maximální průtok	$Q_{N\ MAX}$	40	dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>
Vnější průměr	$D_N$	148	mm
Výška	$h_N$	221	mm



Obr. 3.12 Primární hydrogenerátor [10]

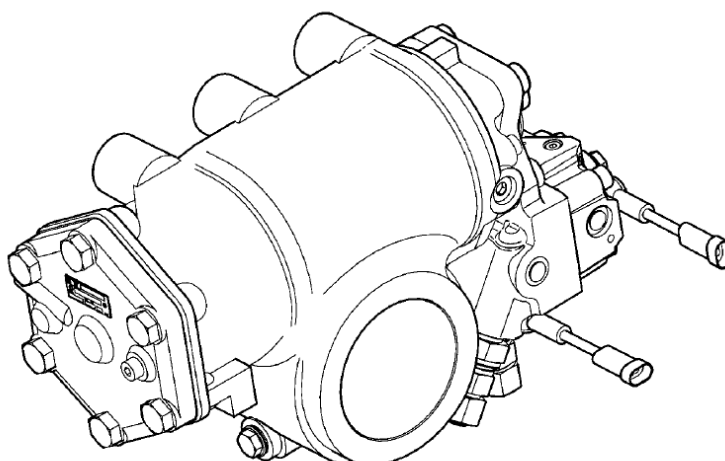


Tab. 3.3 Typové označení primárního hydrogenerátoru [10]

Označení	Název	Typ	Výrobce
HG1	Primární hydrogenerátor	8698 955 524	ZF Lenksysteme GmbH

Tab. 3.4 Specifikace primárního hydrogenerátoru [10]

Geometrický objem	$V_{g\text{ HG1}}$	32	cm <sup>3</sup>
Maximální tlak	$p_{\text{HG1 MAX}}$	18	MPa
Minimální otáčky	$n_{\text{HG1 MIN}}$	500	min <sup>-1</sup>
Maximální otáčky	$n_{\text{HG1 MAX}}$	3700	min <sup>-1</sup>



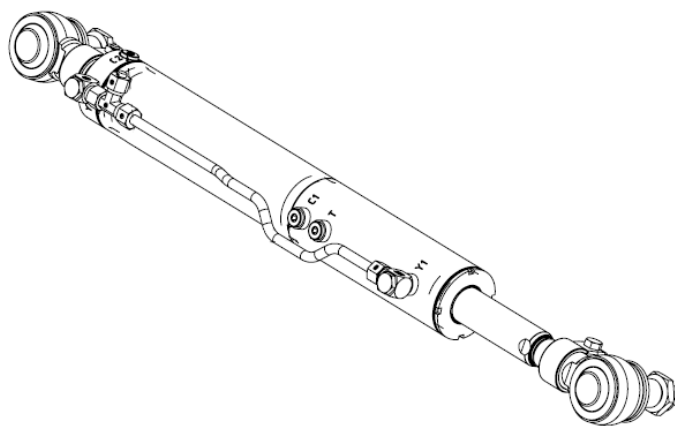
Obr. 3.13 Monoblok řízení ZF-Servocom [8]

Tab. 3.5 Typové označení Monoblok řízení ZF-Servocom [11]

Označení	Název	Typ	Výrobce
ZF	ZF-Servocom	8698 955 631	ZF Lenksysteme GmbH

Tab. 3.6 Specifikace ZF-Servocom [11]

Otáčky volantů	$n_V$	3,1	-
Převodový poměr	$i_P$	22,2 ÷ 26,2	-
Úhel natočení páky	$\rho_P$	47	°
Maximální tlak	$p_{P\text{ MAX}}$	17	MPa
Maximální moment	$M_{P\text{ MAX}}$	7621	N·m
Maximální průtok od HG1	$Q_{\text{HG1}}$	25	dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>
Maximální průtok od HG2	$Q_{\text{HG2}}$	16	dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup>



Obr. 3.14 Hydromotor řízení zadní nápravy [12]

Tab. 3.7 Typové označení hydromotoru řízení zadní nápravy [12]

Označení	Název	Typ	Výrobce
HM2	Hydromotor zadní nápravy	A05989.0.01	VSE WEBER-HYDRAULIK

Tab. 3.8 Specifikace hydromotoru řízení zadní nápravy [12]

Průměr pístu	$D$	70	mm
Průměr pístnice	$d$	40	mm
Celkový zdvih	$H$	160	mm
Maximální tlak	$p_{HM2\ MAX}$	20	MPa

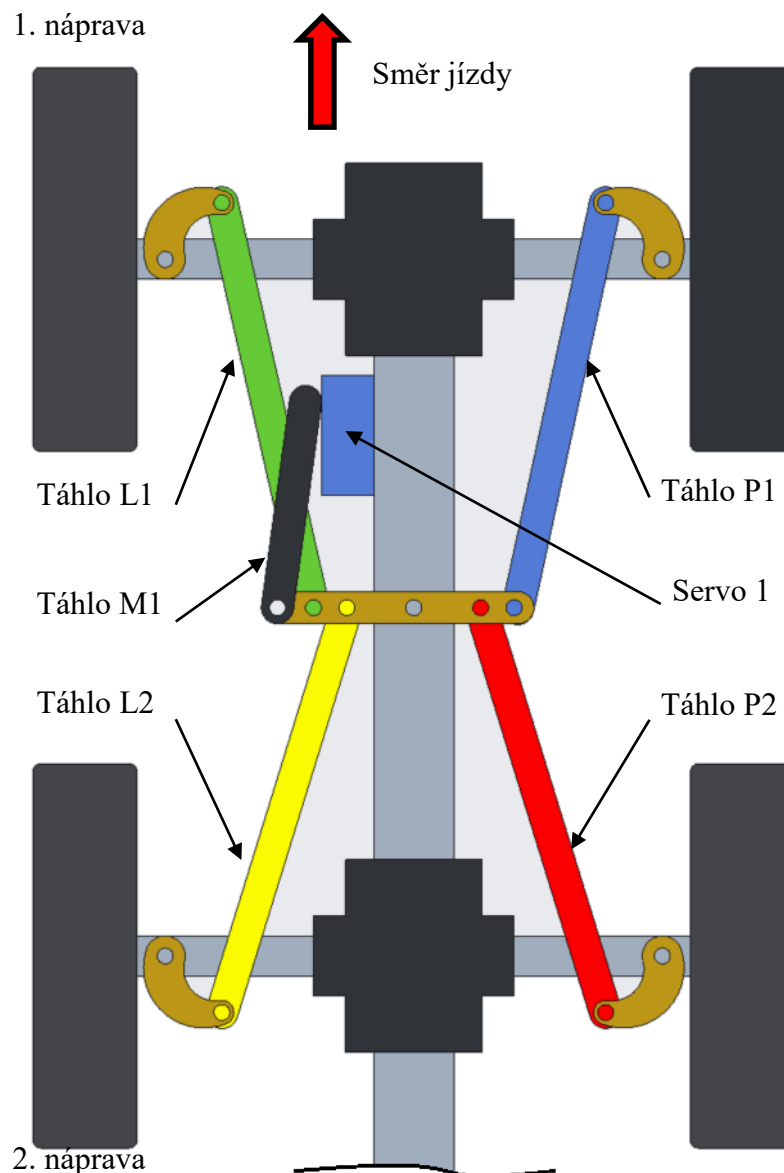
Specifikace komponenty záložního (nouzového) hydrogenerátoru (HG2) je předmět vyšetřování této diplomové práce. Tento hydrogenerátor musí být schopený pracovat ve velkém rozsahu provozních otáček, protože je umístěn u sestupné převodovky vozidla, kde je již stálý převod od kol vozidla. Zároveň musí pracovat s vysokou účinností, aby byl schopený dodávat tlakovou energii i při nízkých otáčkách odpovídající dle homologační zkoušky EHK 79 rychlosti vozidla  $v = 10\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .

## 4 Princip řešení problematiky

Základním úkolem této diplomové práce je zjistit jaký je dostačující tlak a průtok pro posílení řízení vozidla tak aby bylo vozidlo schopné splnit homologační zkoušku dle EHK 79. Následně vybrat vhodný záložní hydrogenerátor, který by byl schopený při nouzovém stavu v rychlosti pouze  $v = 10\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  dodávat potřebnou tlakovou energii. Zároveň nesmí dojít k překročení kritických otáček záložního při maximální technicky přípustné rychlosti vozidla. Při této homologační zkoušce je potřeba vyvodit určitou sílu na natočení rejdových kol. Část síly je tvořena řidičem a pomocí převodky řízení je znásobena převodovým poměrem převodky. Tato síla nestačí, proto ji musí doplnit síla vyvozená tlakem oleje posilovače řízení.

## 4.1 Kinematika řízení

Na Obr. 4.1 lze vidět zjednodušené kinematické schéma pro znázornění komponent, na kterých bylo provedeno měření. Měřena byla síla působící v osách táhel a tlak kapaliny v monobloku servořízení ZF-Servocom.



Obr. 4.1 Kinematické schéma řízení

## 4.2 Naměřená data

Vybraná naměřená data jsou získaná z interní zprávy společnosti TATRA TRUCKS, a. s. vypracované oddělením dynamických zkoušek. Měření bylo provedeno na vozidle T158-8P6R56/26A BAUMA. Technikem dynamických zkoušek byly instalovány tenzometrické tyče a dvouramenná páka k měření povrchového napětí v daných místech

(nalepení tenzometrů). Dále byly namontovány příslušné tlakové snímače oleje. Tyto snímače byly připojeny k měřicímu systému SIRIUS, viz Tab. 4.1. [13]

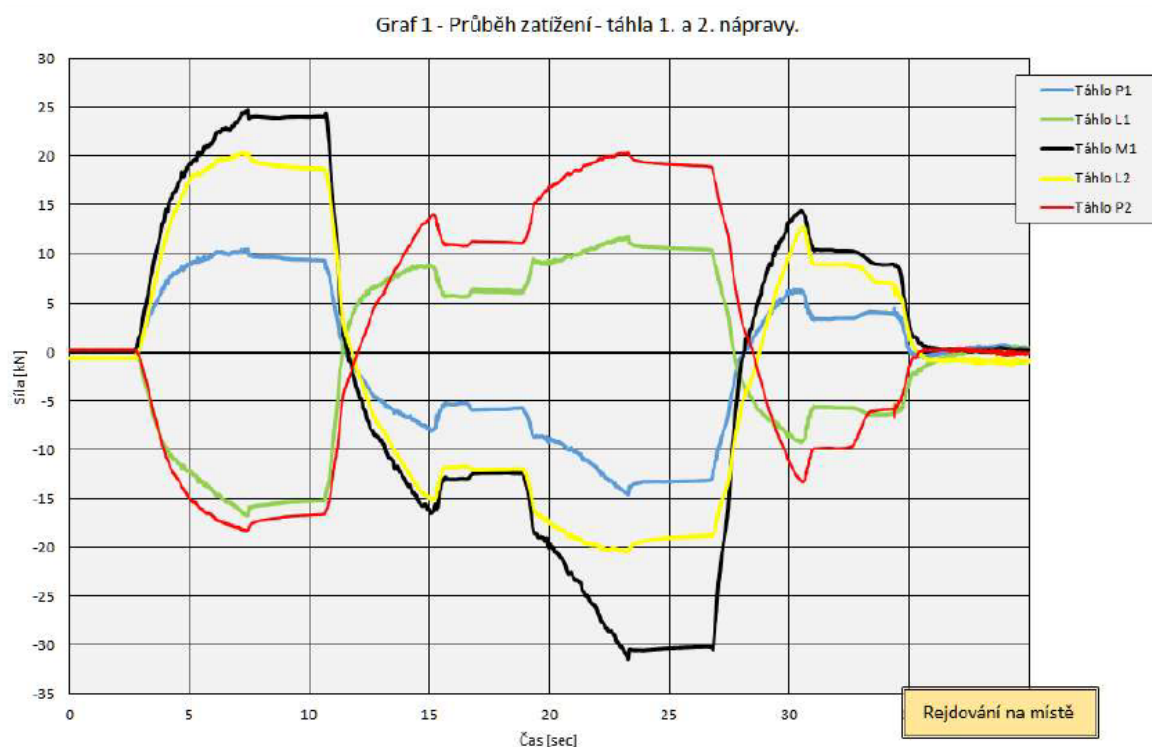
Tab. 4.1 Měřicí zařízení [13]

Označení	Zařízení	Typ	Výrobce
L1, L2, P1, P2, M1	Tenzometr	HBM 1- LY11-3/120	-
-	Měnič napětí	24V/230V	MOBITRONIC
Servo 1	Snímač tlaku	250 bar	Rexroth
Servo 5A, servo 5B	Snímač tlaku	TMG 737 C3H	Cressto
-	Měřicí systém	SIRIUS	DEWESoft

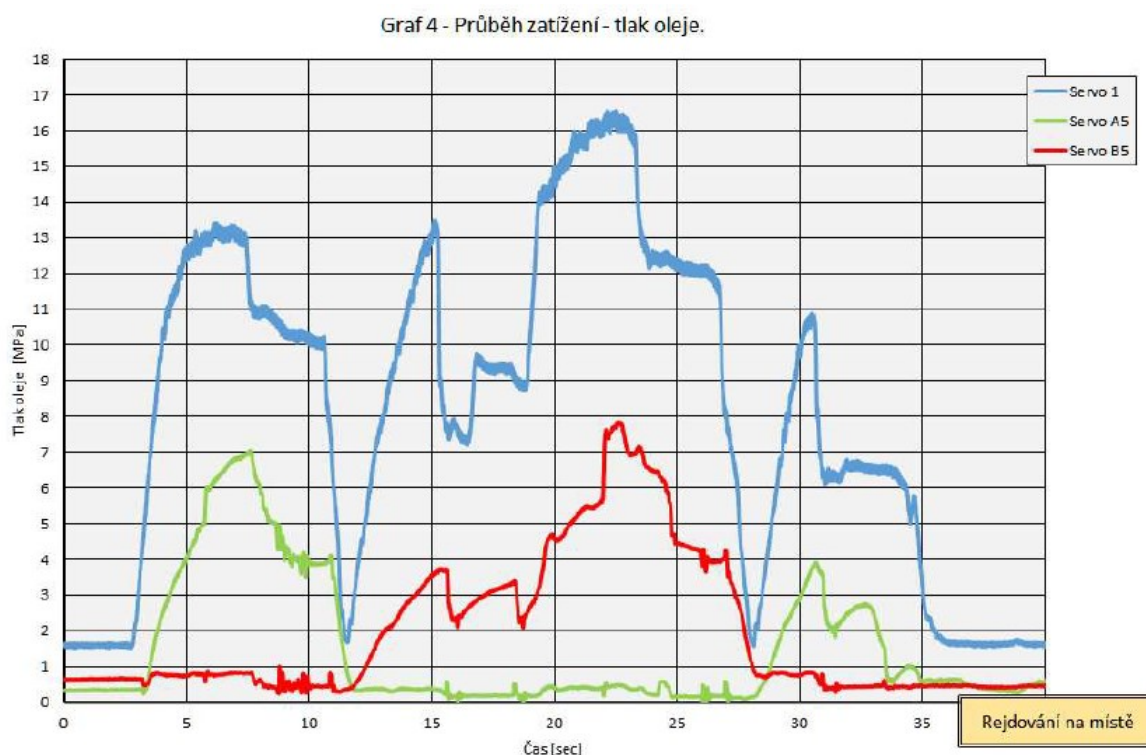
Tab. 4.2 Vybrané naměřené hodnoty [13]

		Nezatížené vozidlo		Zatížené vozidlo	
		Táhlo M	Servo 1	Táhlo M	Servo 1
		[kN]	[MPa]	[kN]	[MPa]
vozovka Belgická 15 km·h <sup>-1</sup>	max	10,28	7,51	11,93	10,57
	min	-10,21	1,30	-14,73	1,18
vozovka Bulžník 45 km·h <sup>-1</sup>	max	4,49	4,45	9,10	6,58
	min	2,77	1,58	-4,60	1,47
vozovka Panelová 35 km·h <sup>-1</sup>	max	9,04	6,30	12,80	8,34
	min	-6,01	1,58	-8,49	1,51
vozovka Panelová 45 km·h <sup>-1</sup>	max	9,10	6,15	13,49	8,14
	min	-6,02	1,57	-6,27	1,42
vozovka Panelová 50 km·h <sup>-1</sup>	max	8,13	5,72	12,69	8,20
	min	-5,67	1,71	-4,61	1,33
vozovka Pavé km·h <sup>-1</sup>	max	11,15	7,75	15,30	9,84
	min	-10,70	1,33	-11,72	1,20
rejdivání na místě LP	max	24,75	16,56	41,00	19,13
	min	-31,42	1,52	-29,05	1,50

Pro účely diplomové práce byly vybrány pouze některá měření a to měření při jízdě po vozovce Belgická při rychlosti  $v = 15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , Bulžník při  $45 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , Pavé při  $25 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  a při jízdě po Panelové vozovce při rychlostech 35, 45 a  $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . Tyto hodnoty jsou zaneseny do Tab. 4.2. Dále je možné příklad naměřených dat (rejdivání na místě) sledovat sílu v závislosti na čase na Obr. 4.2 a tlak oleje na Obr. 4.3. [13]



Obr. 4.2 Obrázek grafu ze zprávy měření síly působící na táhla řízení [13]

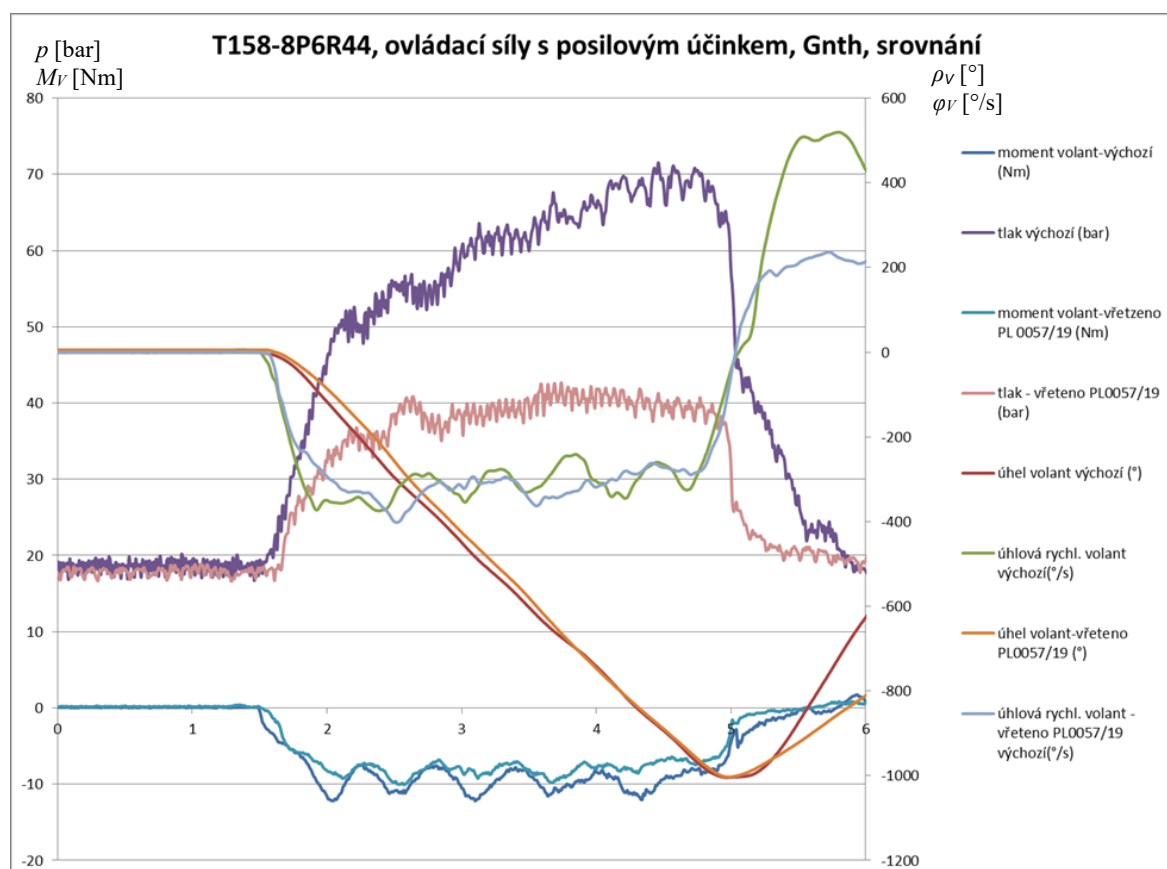


Obr. 4.3 Obrázek grafu ze zprávy měření tlaků v servo válcích [13]

Další naměřená data pocházejí z homologačního měření, kdy se provádí zkouška s posilovým účinkem dle EHK 79. V tomto případě musí být vozidlo naloženo na maximální celkovou přípustnou technickou hmotnost a na maximální přípustné zatížení řízených náprav. Vozidlo musí při rychlosti  $v = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  zatočit z přímého směru jízdy na obrysový

poloměr zatáčení  $R = 12$  m a to za dobu  $t = 4$  s na rovné suché asfaltové vozovce. U kategorie vozidel N3, síla kterou působí řidič na jmenovitém poloměru volantu, nesmí trvale překročit  $F = 200$  N. Tato síla může být překročena pouze v intervalu 0,2 s. [13]

Na příkladu grafu na Obr. 4.4 měření lze vidět srovnání dvou konstrukčních řešení úhlování vřeten volantu vozidla T158-8P6R44. Na grafu lze pozorovat značný rozdíl tlaku mezi výchozím řešením a vřetenem PL 005/19. U vřetena PL 005/19 došlo ke snížení potřebného posilovacího účinku téměř o polovinu z původního tlaku  $p = 7$  MPa na cca 4 MPa, viz Tab. 4.1



Obr. 4.4 Srovnání dvou konstrukčních řešení úhlování vřeten volantu vozidla při homologační zkoušce dle EHK 79 [13]

Tab. 4.1 Maximální hodnoty měřených veličin při homologační zkoušce dle EHK 79 [13]

Verze trasování vřetene	Moment od volantu	Tlak v převodce řízení	Úhel natočení volantu	Úhlová rychlost volantu
	$M_V$ měř.	$p_P$ měř.	$\psi_V$	$\phi_V$
	[Nm]	[MPa]	[°]	[°·s <sup>-1</sup> ]
Původní	10	7	1000	300
Nové	9	4,2	1000	300

### 4.3 Výpočet mezních hodnot

#### Vystupující krouticí moment z převodky řízení

Do převodky řízení vstupuje moment od volantu a převodka dle údajů výrobce má převodový poměr ve středové poloze (přímá jízda)  $i_p = 22,1$ , tudíž se tento moment dále násobí převodovým poměrem  $i_p$ . Při běžném stavu, kdy hydrogenerátor poháněný spalovacím motorem je schopen dodávat tlak  $p_{P\ MAX} = 17\ \text{MPa}$ , vyvine na výstupní hřídeli krouticí moment až  $M_p = 6478\ \text{N}\cdot\text{m}$ , viz výstřížek tabulky z výkresu monoblok řízení ZF-Servocom Obr. 4.7. [11]

Lenkradumdrehungen <i>Steering wheel turns</i>	3.1	0	3.1
Lenkstockhebelausschlag <i>Drop arm travel</i>	47°	0°	47°
Uebersetzung "i" variabel <i>Ratio "i" variable</i>	26.2 : 1	22.2 : 1	26.2 : 1
Hydraulisches Drehmoment bei 170 bar Druck "p" und 90 % Wirkungsgrad <i>Hydraulic torque at a pressure "p" of 170 bar and 90 % efficiency</i>	7621 Nm	6478 Nm	7621 Nm

Mit einstellbarer hydraulischer Lenkbegrenzung  
*With adjustable hydraulic steering limiter*

Mit eingebautem Druckbegrenzungsventil 170 + 13 bar  
*With built-in pressure relief valve 170 + 13 bar*

Obr. 4.7 výstřížek z výkresu monobloku řízení ZF-Servocom [11]

Hodnota tlaku  $p_{P\ MAX} = 17\ \text{MPa}$  odpovídá uvedenému výstupnímu krouticímu momentu z převodky řízení  $M_{P\ hyd.} = 6478\ \text{Nm}$ . [11]

$$M_{P\ hyd.} \approx p_{P\ MAX} \quad (1)$$

$$M_{P\ hyd.} = 6478\ [\text{N}\cdot\text{m}]$$

$$p_P = 17\ [\text{MPa}]$$

#### Vstupující krouticí moment do převodky řízení od volantu vozidla

Vstupující krouticí moment do převodky řízení  $M_V$  odpovídá krouticímu momentu vytvořenému na volantu od řidiče vozidla za běžného provozního stavu, kdy hydrogenerátor prvního okruhu dodává potřebnou tlakovou energii a zredukovanou o mechanické pasivní odpory a o nerovnoměrnost vřetene volantu. Vstupující krouticí moment od volantu  $M_V$  odpovídá výstupnímu mechanickému momentu  $M_{P\ mech.}$  zredukovanému o převodový poměr převodky řízení  $i_p$ :

$$M_V = \frac{M_{P\ mech.}}{i_p} = \frac{460,19}{22,2} = 20,73\ [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (2)$$

### Minimální krouticí moment pro splnění homologační zkoušky

Dle naměřených dat společnosti TATRA TRUCKS, a. s. pro splnění homologační zkoušky dle EHK 079 je nutné zabezpečit výstupní krouticí moment  $M_{P\ MIN}$  odpovídající tlaku  $p_{P\ m\check{e}\check{r}.} = 4,2\ \text{MPa}$  a momentu od volantu  $M_{V\ m\check{e}\check{r}.} = 9\ \text{N}\cdot\text{m}$ . Tyto data byla zjištěna z měření nové konstrukce vřetene PL 005/19. [13]

Výpočet výstupního krouticího momentu převodky  $M_{P\ mech.m\check{e}\check{r}.}$  od momentu z volantu  $M_{V\ m\check{e}\check{r}.}$ :

$$M_{P\ mech.m\check{e}\check{r}.} = M_{V\ m\check{e}\check{r}.} \cdot i_p = 9 \cdot 22,2 = 199,8\ [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (3)$$

Výpočet výstupního krouticího momentu převodky  $M_{P\ hyd.m\check{e}\check{r}.}$  od momentu z tlaku kapaliny  $p_{P\ m\check{e}\check{r}.}$  se vypočítá dle vztahu:

$$p_{P\ hyd.} = 17\ [\text{MPa}] \approx M_{P\ hyd.} = 6478\ [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (4)$$

$$\Rightarrow p_{P\ hyd.m\check{e}\check{r}.} \approx M_{P\ hyd.m\check{e}\check{r}.}$$

$$\Rightarrow \frac{p_{P\ hyd.}}{p_{P\ hyd.m\check{e}\check{r}.}} = \frac{M_{P\ hyd.}}{M_{P\ hyd.m\check{e}\check{r}.}}$$

$$\Rightarrow M_{P\ hyd.m\check{e}\check{r}.} = \frac{M_{P\ hyd.}}{p_{P\ hyd.}} \cdot p_{P\ hyd.m\check{e}\check{r}.} = \frac{6478}{17} \cdot 4,2 = 1600,45\ [\text{N}\cdot\text{m}]$$

Minimální výstupní krouticí moment převodky řízení  $M_{P\ MIN}$  pro splnění homologační zkoušky se vypočítá dle vztahu:

$$M_{P\ MIN} = M_{P\ mech.m\check{e}\check{r}.} + M_{P\ hyd.m\check{e}\check{r}.} = 199,8 + 1600,45 = 1800,25\ [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (5)$$

### Maximální povolený vstupní krouticí moment od volantu během homologační zkoušky

Při homologační zkoušce nesmí síla na jmenovitém průměru  $d_V = 450\ \text{mm}$ , poloměr volantu je  $r_V = 225\ \text{mm}$ , překročit sílu od volantu  $F_V = 200\ \text{N}$ . Dále je nutné započítat nerovnoměrnost trasování 5%, bezpečnost a případné mechanické tření 10%. Vstupující moment do převodky řízení  $M_{V\ MAX}$  se vypočítá:

$$M_{V\ MAX} = F_V \cdot r_V \cdot 0,95 \cdot 0,9 = 200 \cdot 0,225 \cdot 0,95 \cdot 0,9 = 38,48\ [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (6)$$

Maximální moment vyvozený mechanicky  $M_{P\ mech. MAX}$ , který se nesmí překročit, se vypočítá vynásobením vstupujícího momentu  $M_{V\ MAX}$  a převodovým poměrem převodky řízení  $i_p$ :

$$M_{P\ mech. MAX} = M_{V\ MAX} \cdot i_p = 38,48 \cdot 22,2 = 854,15\ [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (7)$$



### Minimální tlak v převodce řízení během homologační zkoušky

Tento minimální tlak v převodce řízení během homologační  $p_{P\ MIN}$  zkoušky vypočteme z minimálního momentu vyvinutého tlakem kapaliny  $M_{P\ hyd.\ MIN}$ , dle analogie výše. Tento moment je rozdílem minimálního výstupního krouticího momentu převodky řízení pro splnění homologační zkoušky  $M_{P\ MIN}$  a maximálním momentem vyvozeným mechanicky  $M_{P\ mech.\ MAX}$ :

$$M_{P\ hyd.\ MIN} = M_{P\ MIN} - M_{P\ mech.\ MAX} \quad (8)$$

$$M_{P\ hyd.\ MIN} = 1800,25 - 854,15 = 946,1 \text{ [N}\cdot\text{m]}$$

$$p_{P\ hyd.} = 17 \text{ [bar]} \approx M_{P\ hyd.} = 6478 \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (9)$$

$$\Rightarrow p_{P\ MIN} \approx M_{P\ hyd.\ MIN}$$

$$\Rightarrow \frac{p_{P\ hyd.}}{p_{P\ MIN}} = \frac{M_{P\ hyd.}}{M_{P\ hyd.\ MIN}}$$

$$\Rightarrow p_{P\ MIN} = \frac{M_{P\ hyd.\ MIN}}{M_{P\ hyd.}} \cdot p_{P\ hyd.} = \frac{946,1}{6478} \cdot 17 = 2,48 \text{ [MPa]}$$

### Určení minimálního průtoku

Pro zjištění minimálního průtoku do převodky řízení bylo nutné zjistit základní technické parametry převodky řízení ZF. Válec zajišťující hydraulické posílení má průměr  $D = 115 \text{ mm}$  a průměr kuličkového šroubu je  $d = 45,5 \text{ mm}$ . Dále při maximálním vstupním otočení od volantu  $n_V = 3,1^\circ$  se píst pohne o polovinu maximálního zdvihu, což je  $h/2 = 31 \text{ mm}$ , což odpovídá stoupání kuličkového šroubu  $P = 10 \text{ mm}$ . [11]

Výpočet zdvihu pístu převodky řízení  $h_z/2$  při úhlu natočení volantu během homologační zkoušky  $\psi_V = 1000^\circ$ :

$$\frac{h_z/2}{h/2} = \frac{\psi_V}{360 \cdot n_V} \Rightarrow h_z/2 = \frac{\psi_V}{360 \cdot n_V} \cdot h/2 = \frac{1000}{360 \cdot 3,1} \cdot 31 = 27,77 \text{ [mm]} \quad (10)$$

Píst při homologační zkoušce se pohybuje rychlostí  $v_p$  po dobu  $t_z = 3,5 \text{ s}$  a na dráze odpovídající zdvihu pístu převodky řízení během homologační zkoušky  $h_z/2 = 27,77 \text{ mm}$ :

$$v_p = \frac{h_z/2}{t_z} = \frac{0,02777}{3,5} = 0,00793 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (11)$$

Plocha pístu  $S$ :

$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,115^2 - 0,0455^2)}{4} = 8,761 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2] \quad (12)$$

Minimální průtok potřebný pro splnění homologační zkoušky  $Q_{MIN}$  se vypočítá dle vztahu:

$$Q_{MIN} = S \cdot v_p = 8,761 \cdot 10^{-3} \cdot 0,00793 = \quad (13)$$

$$Q_{MIN} = 6,94 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] = 4,1 [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$$

### Návrh záložního hydrogenerátoru

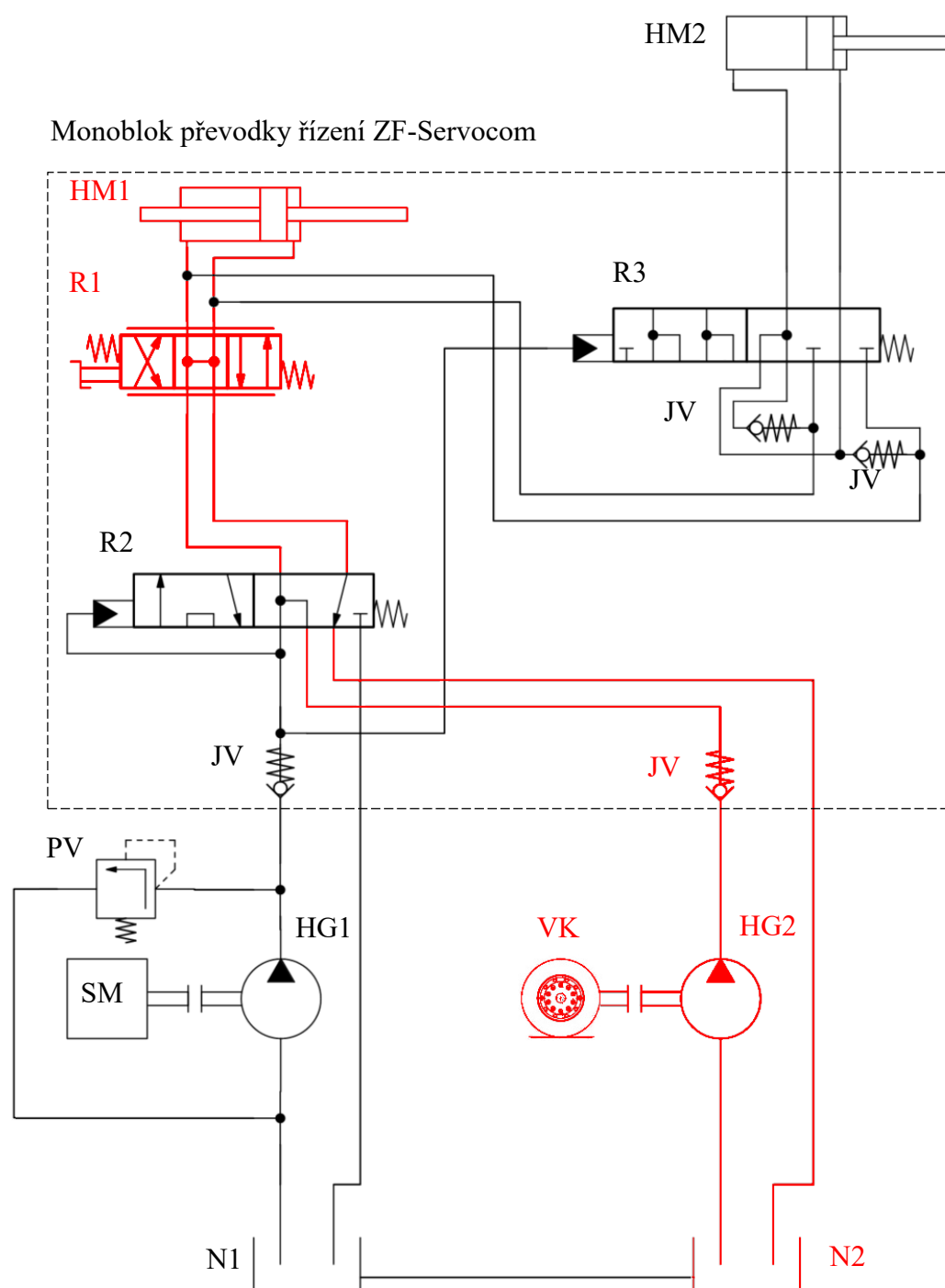
Záložní hydrogenerátor v nouzovém stavu dle výpočtů musí dodávat tlak kapaliny o minimální hodnotě tlaku  $p_{p\ MIN} = 2,48$  MPa a průtok, takový aby bylo možné dostatečně rychle otáčet koly vozidla, což odpovídá průtoku  $Q_{MIN} = 4,1 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ . Další parametr pro návrh hydrogenerátoru jsou vstupní otáčky, kdy podle výrobce vozidla TATRA TRUCKS, a. s. se pohybují v rozmezí, kdy vozidlo jede minimální rychlostí pro splnění homologační zkoušky až po maximální konstrukční rychlost vozidla  $n_{HG2} = (150 \div 4000) \text{ min}^{-1}$ .

## 5 Matematický model

Matematický model byl sestaven pomocí programu Matlab Simulink. Model obsahuje pouze nejdůležitější prvky pro zjištění, jestli hydrogenerátor splní homologační zkoušku.

### 5.1 Zjednodušení matematického modelu

Červeně vyznačené prvky odpovídají hydraulickým prvkům v matematickém modelu, viz schéma na Obr. 5.1. Zjednodušení spočívá nejen ve vynechání prvků, které nejsou pro výpočet zásadní, ale také zjednodušení co se týká vstupních parametrů a dosažených hodnot, jako je minimální tlak  $p_{p\ MIN}$  a minimální průtok  $Q_{MIN}$ . Dále se zjišťuje, jestli válec posilovače dosáhne požadovaného minimálního vysunutí.

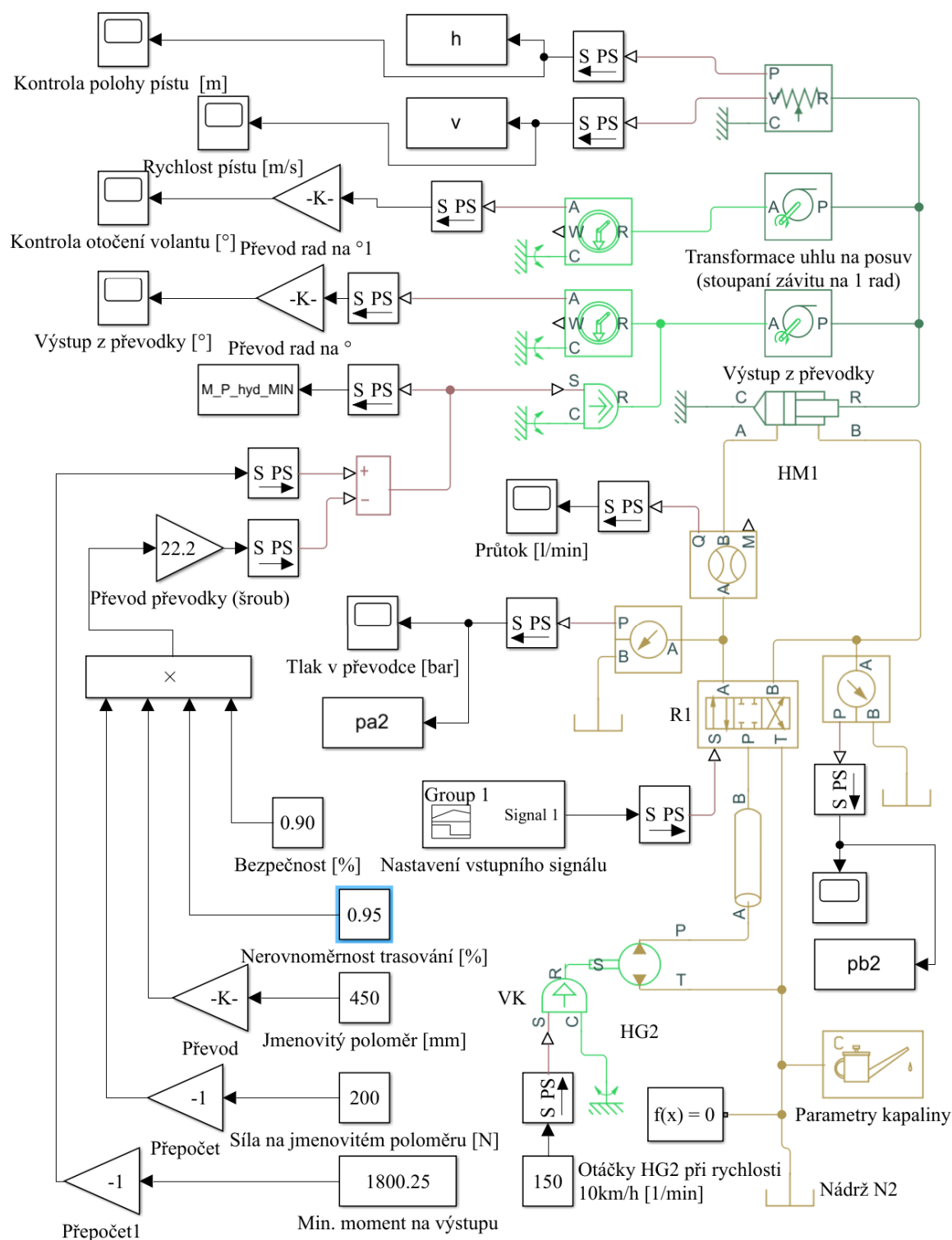


Obr. 5.1 Hydraulické prvky odpovídající zjednodušenému matematickému modelu

## 5.2 Matematický model a jeho celková funkce

Matematický model, viz Obr. 5.2, obsahuje zdroj konstantních otáček  $n = 150 \text{ min}^{-1}$ . Dále hydrogenerátor s konstantním geometrickým objemem, který se nastavuje dle změřených a přepočtených parametrů. Mezi hydrogenerátorem a rozváděčem je vloženo hydraulické potrubí. 4/3 rozváděč v modelu nahrazuje 4/3 rozváděč s rotačním šoupátkem středěný do středové polohy torzním prvkem. Nastavení polohy šoupátka, viz dále. Přímočarý hydromotor nahrazuje píst posilovače převodky řízení. Dále model obsahuje vstupní data, jako je minimální požadovaný výstupní moment, maximální dovolená síla od řidiče na volant vozidla, poloměr volantu a další parametry. Nechybí prvky pro převody a přepočty hodnot.

Vstupní parametry jsou vypočteny dle výpočtů, viz kapitola 4.3, a směřovány tak, aby výpočet byl na straně bezpečnosti. Vstupní parametry lze opravovat například v případě konfigurace větších kol, což ovlivní minimální otáčky hydromotoru nebo při konfiguraci vozidla s menším počtem náprav, kdy nedochází k tak výraznému smýkání kol a není tudíž potřeba tak velkého výstupního momentu z převodky řízení. Dále jsou k obvodu připojeny prvky pro měření. Na obvodu je možné vyhodnocovat tlak na ploše pístu A a B. Dále je možné vyhodnotit průtok hydraulické kapaliny, kontrolu polohy pístu, natočení volantu a natočení výstupu z převodky řízení. Pro zjištění splnění zkoušky jsou vyhodnocovány maximální hodnoty tlaku, průměrný průtok v době otevření rozváděče, posun pístu a natočení volantu.



### Obr. 5.2 Matematický model

### 5.3 Vybrané prvky použité v matematickém modelu a jejich nastavení

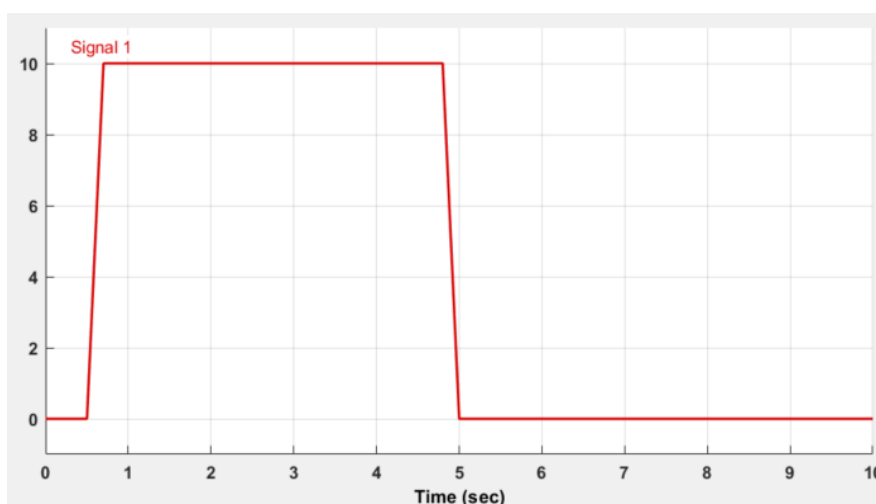
Tato kapitola obsahuje vybrané prvky matematického modelu. Prvky, které nejsou důležité z pohledu zadávání okrajových podmínek, jsou uvedeny, viz příloha C.

## Zdroj signálu



Obr. 5.3 Schématická značka zdroje signálu v programu Simulink [14]

Blok zdroje signálu, viz Obr. 5.3, umožňuje vytvoření zaměnitelné skupiny kusových lineárních zdrojových signálu, použitelných v modelu. V modelu je tento prvek použit pro zadání ovládacího signálu rozváděče, viz Obr. 5.4. Pro zjednodušení matematického modelu se uvažuje maximální posunutí šoupátka během homologační zkoušky. Časový interval je nastavený tak, aby odpovídal době homologační zkoušky. Rampový náběh signálu je z důvodu, aby nedocházelo k tlakovým špičkám v obvodu. [14]



Obr. 5.4 Nastavení průběhu ovládacího signálu šoupátka rozváděče

## Blok převodu z rotačního pohybu na posuvný a naopak



Obr. 5.3 Schématická značka kolo křidel v programu Simulink [14]

Blok kolo hřídel, viz Obr. 5.3, umožňuje převod posuvného pohybu na rotační a obráceně. V modelu je tento prvek využit pro převod otáčení šroubu převodky řízení na posunutí matice, v případě převodky pístu. Tato hodnota udává posunutí pístu o natočení volantu o hodnotu  $\psi = 1$  rad (poloměr kola 1). Dále pro ozubený převod mezi pístem převodky a výstupní hřídelí převodky (poloměr kola 2) nastavená hodnota v tomto je poloměr, na kterém hydraulicky vyvozená síla působí na výstupní hřídel, viz Tab. 5.1 [14]

Tab. 5.1 Parametry bloků kolo a křidel

Poloměr kola 1	$1,591 \cdot 10^{-3}$	m
Poloměr kola 2	47	mm

**Ideální zdroj momentu**

Obr. 5.6 Schématická značka zdroje momentu v programu Simulink [14]

Blok ideálního zdroje mechanické energie (zdroj momentu), viz Obr. 5.6, který generuje točivý moment úměrný vstupnímu signálu. [14]

**Ideální zdroj otáček**

Obr. 5.7 Schématická značka zdroje otáček v programu Simulink [14]

Blok ideálního zdroje mechanické energie (zdroj otáček), viz Obr. 5.7, který generuje otáčky úměrné vstupnímu signálu. V modelu je použit pro generování konstantní otáček pro hydrogenerátor. [14]

**Hydromotor**

Obr. 5.8 Schématická značka hydromotoru v programu Simulink [14]

Dvojitý hydraulický válec HM1, viz Obr. 5.8, přeměňuje hydraulickou energii na mechanickou energii ve formě přímočarého pohybu. Tlakově dodávaná hydraulická kapalina do jedné ze dvou komor, která tlačí na píst válce a vyvíjí sílu na pístnici válce. V případě této simulace jsou nastaveny plochy pístu, dle výpočtu výše. Parametry nastavení hydromotoru viz Tab. 5.2.[14]

Tab. 5.2 Parametry nastavení hydromotoru

Plocha pístu A	$8,76 \cdot 10^{-3}$	$\text{m}^2$
Plocha pístu B	$8,76 \cdot 10^{-3}$	$\text{m}^2$
Zdvih pístu	80,6	mm
Zbytkový objem A	$0,1 \cdot 10^{-4}$	$\text{m}^3$
Zbytkový objem B	$0,1 \cdot 10^{-4}$	$\text{m}^3$
Poměr měrného tepla	1,4	-

Orientace válce	Posuv v kladném směru	
Kontaktní tuhost	$2 \cdot 10^9$	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$
Kontaktní tlumení	150	$\text{N} \cdot (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})^{-1}$
Počáteční poloha pístu	0	mm

### Nastavení parametrů kapaliny



Obr. 5.9 Schématická značka bloku pro nastavení parametrů kapaliny v programu Simulink [14]

Blok pro nastavení parametrů kapaliny, viz Obr. 5.9, umožňuje určení typu hydraulické kapaliny použité v hydraulickém obvodu. Je zde možné nastavovat kinematickou viskozitu, hustotu a objemový modul, viz Tab. 5.3.[14]

Tab. 5.3 Parametry nastavení kapaliny

Hustota kapaliny	865	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Kinematická viskozita při teplotě 55°C	28	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Kinematická viskozita při teplotě 100°C	6,5	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Modul stlačitelnosti kapaliny	$1,5 \cdot 10^9$	Pa
Relativní množství nerozpuštěného vzduchu	0,005	

### Potrubí



Obr. 5.10 Schématická značka bloku potrubí v programu Simulink [14]

Blok hydraulického potrubí, viz Obr. 5.10, umožňuje modelování hadic nebo potrubí s kruhovými a nekruhovými průřezy. Tento blok nezohledňuje setrvačnost kapaliny. Nastavené parametry, viz Tab. 5.4. [14]

Tab. 5.4 Parametry nastavení potrubí

Profil průřezu potrubí	Kruhové	
Vnitřní průměr potrubí	10	mm
Geometrický faktor	64	
Délka potrubí	500	mm
Ekvivalentní ztrátová délka	1	m
Vnitřní drsnost povrchu	$15 \cdot 10^{-6}$	m
Horní limit Reynoldsova čísla laminárního proudění	2000	
Spodní limit Reynoldsova čísla turbulentního proudění	4000	
Typ stěny potrubí	Pružné	
Měrný poměr tepla	1,4	
Počáteční tlak	0	bar



### 4/3 rozváděč



Obr. 5.11 Schématická značka 4/3 rozváděče v programu Simulink [14]

Blok hydraulického 4/3 rozváděče, viz Obr. 5.11, reprezentuje prvek pro hrazení průtoku se třemi polohami a čtyřmi hydraulickými porty. Port P se připojuje na zdroj hydraulické kapaliny, T se připojuje k nádrži. Porty A a B se připojují na hydromotor. Tekutina může protékat z hydrogenerátoru do hydromotoru cestou P-A nebo P-B a z pohonu do nádrže cestou A-T nebo B-T - v závislosti na poloze šoupátka rozváděče. V případě, že jde o střed typu H, je přesah otevření mezi všemi cesty větší než jedna. Jedná se o deseti procentní negativního krytí vůči plného otevření šoupátka, viz Obr. 5.14. Nastavené parametry, viz Tab. 5.5. [14]

Tab. 5.5 Parametry nastavení 4/3 rozváděče

Plošná charakteristika	Symetrická	
Parametrizace modelu	Maximální plocha a otevření	
Průtokový ztrátový součinitel	0,7	-
Maximální otevření	10	m
Maximální plocha otevření	100	mm <sup>2</sup>
Přesah otevření mezi P-A	1	m
Přesah otevření mezi P-B	1	m
Přesah otevření mezi A-T	1	m
Přesah otevření mezi B-T	1	m

### Hydrogenerátor s konstantním geometrickým objemem



Obr. 5.12 Schématická hydrogenerátoru s konstantním geometrickým objemem v programu Simulink [14]

Blok hydrogenerátoru s konstantním geometrickým objemem, viz Obr. 5.12, odebírá mechanickou energii (je nutný rotační zdroj) a dodává do hydraulického obvodu tlakovou energii v podobě izotermní kapaliny. Geometrický objem hydrogenerátoru je pevně nastaven na konstantní hodnotu a průtok určuje v tomto konkrétním modelu matice vyjadřující průtokové a mechanicko-tlakové účinnosti. Příklad nastavení bloku hydrogenerátoru je vidět, viz Tab. 5.6. V modelu bylo použito celkem deset modelů hydrogenerátoru a každý byl simulován při teplotách  $T_1 = 55^\circ\text{C}$  a  $T_2 = 100^\circ\text{C}$ . [14]

Tab. 5.6 Parametry nastavení hydrogenerátoru

Geometrický objem	32	cm <sup>3</sup>
Vektor tlaku	[1, 7, 15]	MPa
Vektor otáček generátoru	[150 350 600]	min <sup>-1</sup>
Matice průtokové účinnosti	[0.886 0.861 0.814; 0.765 0.820 0.781; 0.605 0.765 0.735]	
Matice mechanicko-tlakové účinnosti	[.996, .996, .996; .988, .989, .989; .981, .981, .982]	

## 5.4 Nastavení parametrů hydrogenerátoru

Nastavení parametrů hydrogenerátoru vychází z měření společnosti TATRA TRUCKS, a. s. Tato měření byla provedena na několika vzorcích hydrogenerátorů. Pro tuto diplomovou práci je vybráno deset nejvhodnějších kandidátů. Hydrogenerátory, které byly měřeny, měli různou konstrukci. Měřen byl hydrogenerátor pístový, několik zástupců lamelových a zubové hydrogenerátory.

### Naměřená data

Pro ukázkou zpracování charakteristiky hydrogenerátoru do matice pro model je vybrán pístový hydrogenerátor Bosch o geometrickém objemu  $V_g = 32 \text{ cm}^3$ . Měření bylo provedeno při teplotách  $T = 55$  a  $100^\circ\text{C}$ , dále při otáčkách  $n = 150, 350$  a  $600 \text{ min}^{-1}$ . Při každém tomto stavu byla měřena závislost tlaku hydraulického oleje  $\Delta p$  na průtoku  $Q$ , viz Tab. 5.7.

### Závislost průtokové účinnosti na tlaku

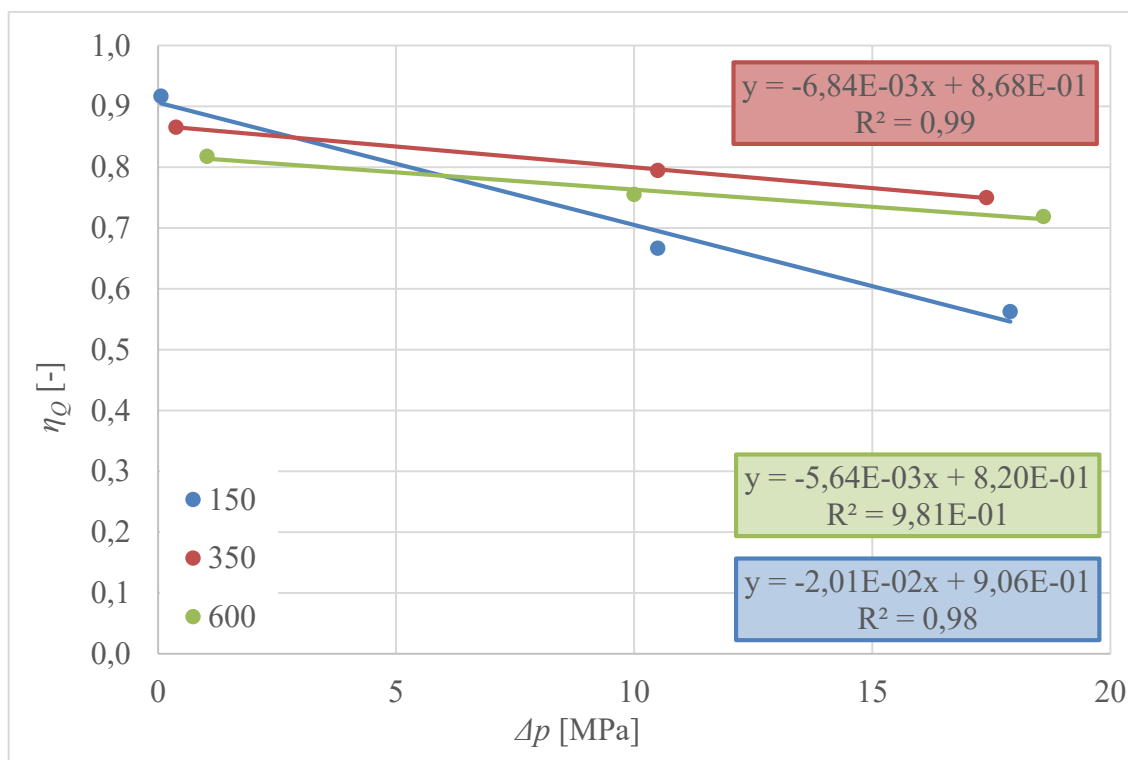
Teoretický průtok  $Q_t$  se vypočítá jako násobek otáček  $n$  a geometrického objemu  $V_g$  hydrogenerátoru. Průtoková účinnost  $\eta_Q$  se dále stanoví jako poměr teoretického a naměřeného průtoku, vypočtené hodnoty viz, Tab. 5.7 a vyneseny to grafu, viz Obr. 5.13 a Obr. 5.14.

$$Q_t = V_g \cdot n = 32 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{150}{60} = 8 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] = 4,8 [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}] \quad (14)$$

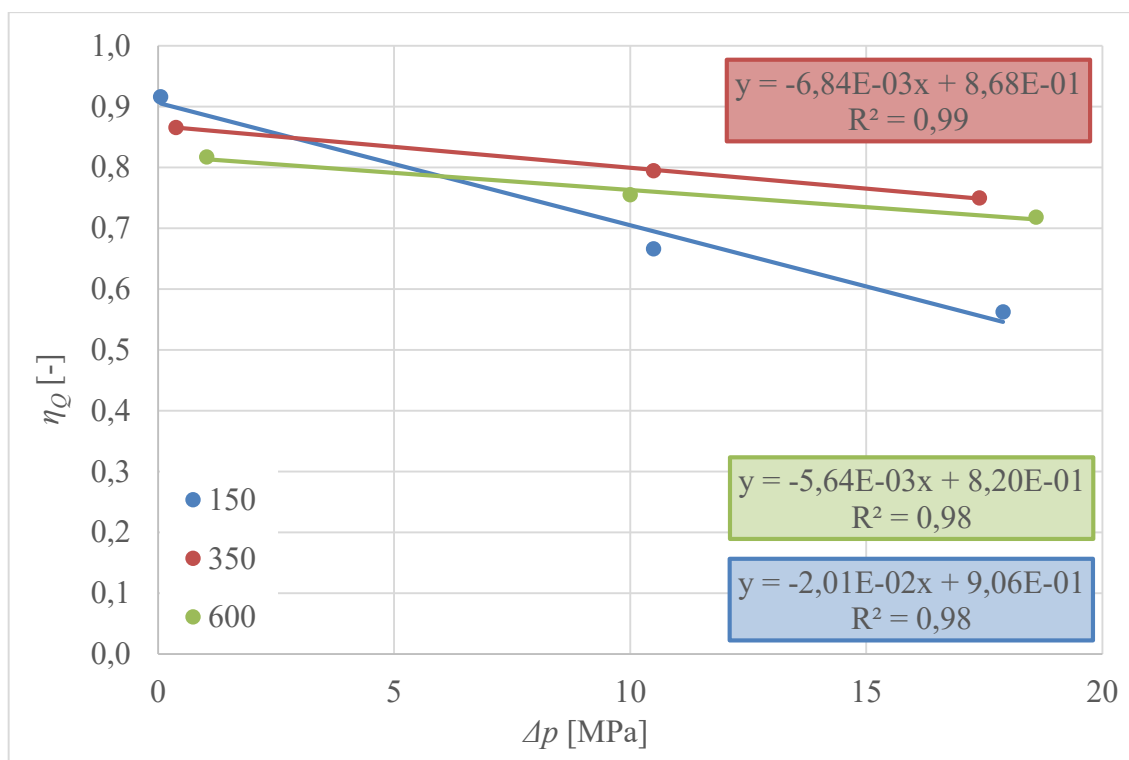
$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_t} = \frac{4,4}{4,8} = 0,917 [-] \quad (15)$$

Tab. 5.7 Naměřené a vypočtené hodnoty

Naměřené hodnoty				Vypočtené hodnoty		
Teplota oleje	Otáčky HG2	Průtok oleje	Tlak oleje	Teoretický průtok	Teoretický průtok	Průtoková účinnost
$T$	$n$	$Q$	$\Delta p$	$Q_t$	$Q_t$	$\eta_e$
[°C]	[min <sup>-1</sup> ]	[dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup> ]	[MPa]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup> ]	[-]
55	150	4,4	0,6	$8,0 \cdot 10^{-5}$	4,8	0,917
		3,2	105			0,667
		2,7	179			0,563
	350	9,7	3,8	$1,9 \cdot 10^{-4}$	11,2	0,866
		8,9	105			0,795
		8,4	174			0,750
	600	15,7	10,3	$3,2 \cdot 10^{-4}$	19,2	0,818
		14,5	100			0,755
		13,8	186			0,719
100	150	4,5	0,1	$8,0 \cdot 10^{-5}$	4,8	0,938
		3	102			0,625
		2,2	179			0,458
	350	9,7	2,9	$1,9 \cdot 10^{-4}$	11,2	0,866
		8,5	99			0,759
		7,5	182			0,670
	600	15,6	9,4	$3,2 \cdot 10^{-4}$	19,2	0,813
		14,1	104			0,734
		13,2	173			0,688



Obr. 5.13 Graf závislosti průtokové účinnosti na tlakovém spádu při 55°C



Obr. 5.14 Graf závislosti průtokové účinnosti na tlakovém spádu při 100°C

### Sestavení matice

Matice pro nastavení modelu pro daný hydrogenerátor vychází u regresních rovnic, viz výše Obr. 5.13 a Obr. 5.14. V prvním řádku Tab. 5.8 a Tab. 5.9 jsou hodnoty tlaku  $\Delta p$ , ve druhém otáčky hydrogenerátoru  $n$  a v dalších se nachází matice průtokových účinností  $\eta_Q$  odpovídající v daném sloupci otáčkám a v řádku tlakovému spádu, vypočítané pomocí regresních rovnic.

Tab. 5.8 Příklad nastavení hydrogenerátoru při 55°C

$\Delta p$	[MPa]	1	7	15
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	150	350	600
$\eta_Q$	[-]	0,886	0,861	0,814
		0,765	0,820	0,781
		0,605	0,765	0,735

Tab. 5.9 Příklad nastavení hydrogenerátoru při 100°C

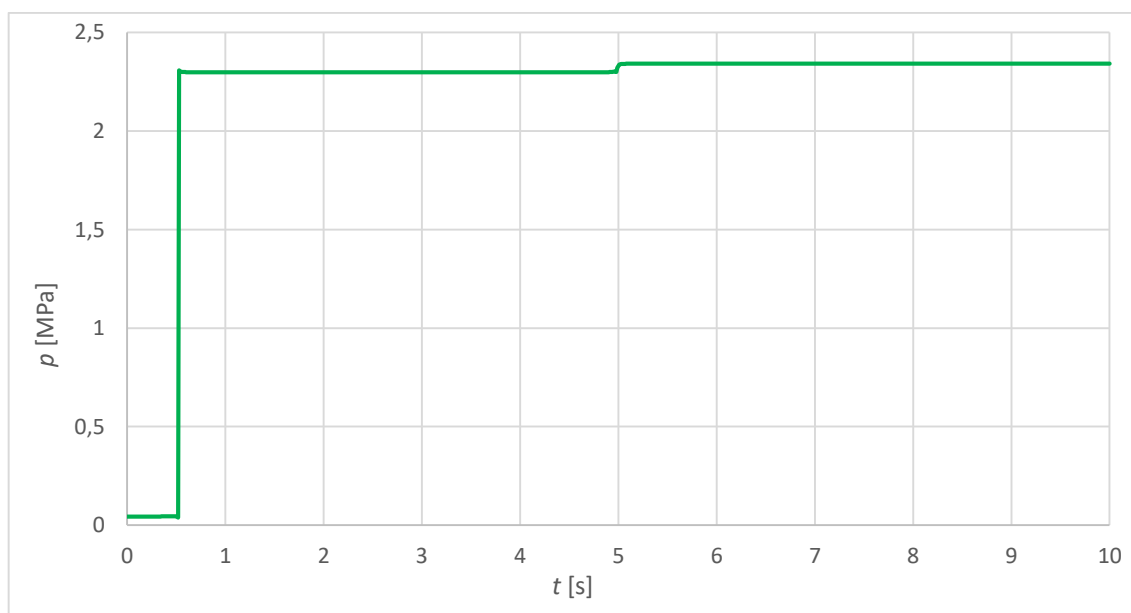
$\Delta p$	[MPa]	1	7	15
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	150	350	600
$\eta_Q$	[-]	0,899	0,858	0,810
		0,737	0,792	0,764
		0,521	0,704	0,703

## 6 Vyhodnocení simulací

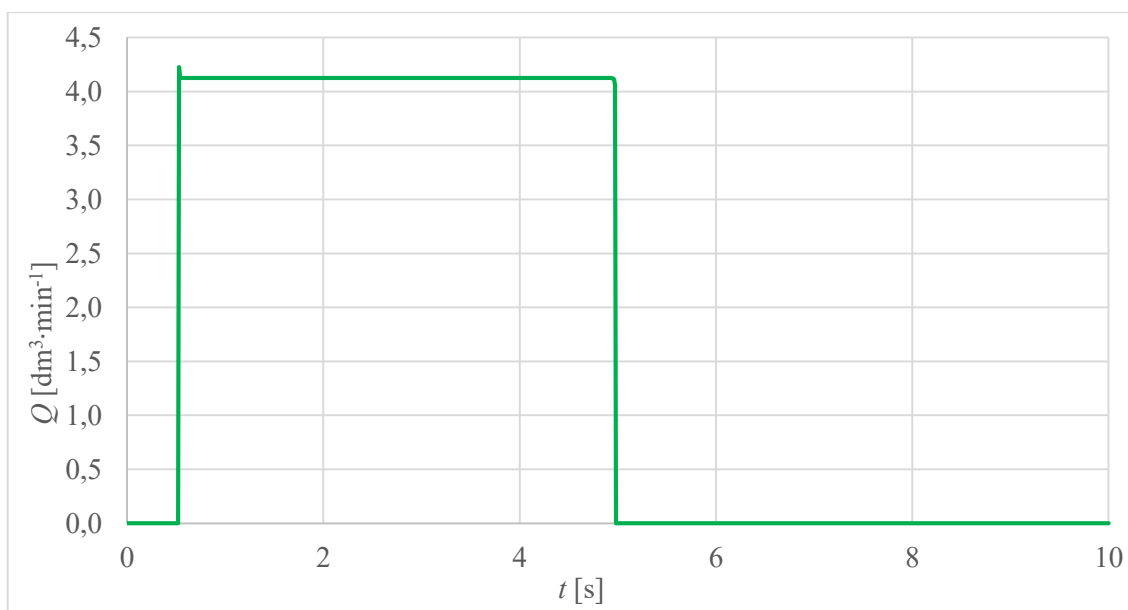
Jak již bylo výše popsáno, simulováno bylo deset typů hydrogenerátorů od různých výrobců a různých konstrukcí. Dále při dvou různých teplotách oleje  $T = 55$  a  $100^\circ\text{C}$ .

### 6.1 Průběhy měřených hodnot

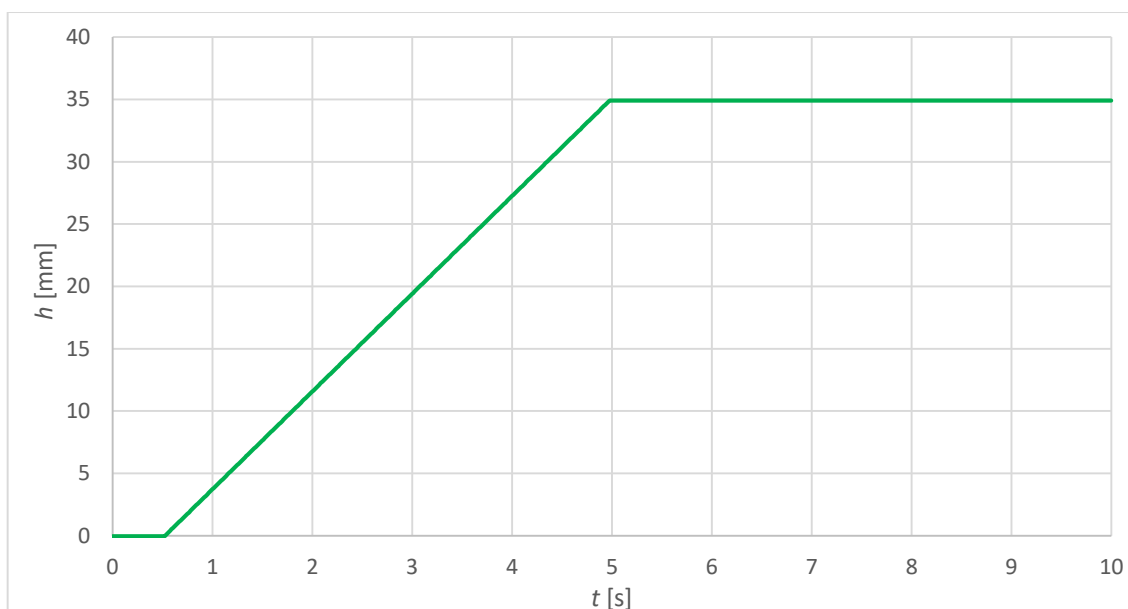
Ukázka průběhu závislosti tlakového spádu na čase, viz Obr. 6.1. Dále ukázka závislosti objemového průtoku na čase, viz Obr. 6.2, a průběh závislosti polohy pístu na čase, viz Obr. 6.3. Tyto závislosti byli nasimulovány v případě pístového hydrogenerátoru Bosch s geometrickým objemem  $V_g = 32 \text{ cm}^3$  a při teplotě oleje  $T = 55^\circ\text{C}$ . Na prvním zmíněném grafu, viz Obr. 6.1, lze sledovat skokovou změnu tlaku v pracovním válci  $p$  v čase  $t = 0,5 \text{ s}$ , kdy se otevře šoupátko rozváděče. Tlak  $p$  vzroste z nulové hodnoty tlaku na tlak  $p = 2,298 \text{ MPa}$ . Na druhém obrázku, viz Obr. 6.2, je možné pozorovat skokový průběh z nulové hodnoty průtoku hydraulického oleje  $Q$  v čase  $t = 0,5 \text{ s}$  na  $Q = 4,13 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ . Po překročení času  $t = 4,5 \text{ s}$  se šoupátko rozváděče uzavírá a proto je od tohoto času nulová hodnota průtoku  $Q$ .



Obr. 6.1 Závislost tlakového spádu na čase, simulace pístového hydrogenerátoru Bosch při teplotě  $55^\circ\text{C}$



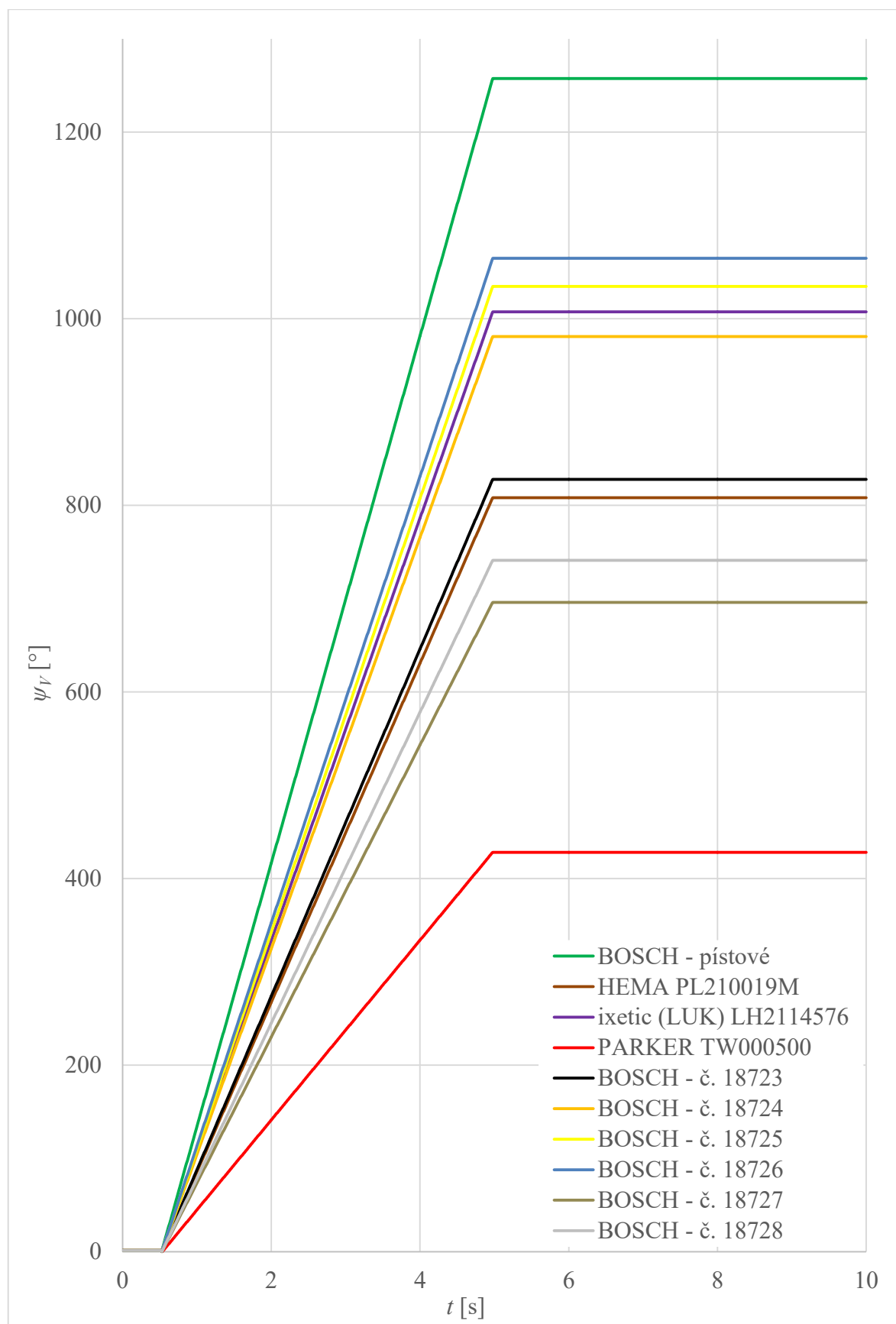
Obr. 6.2 Závislost průtoku oleje na čase, simulace pístového hydrogenerátoru Bosch při teplotě 55°C



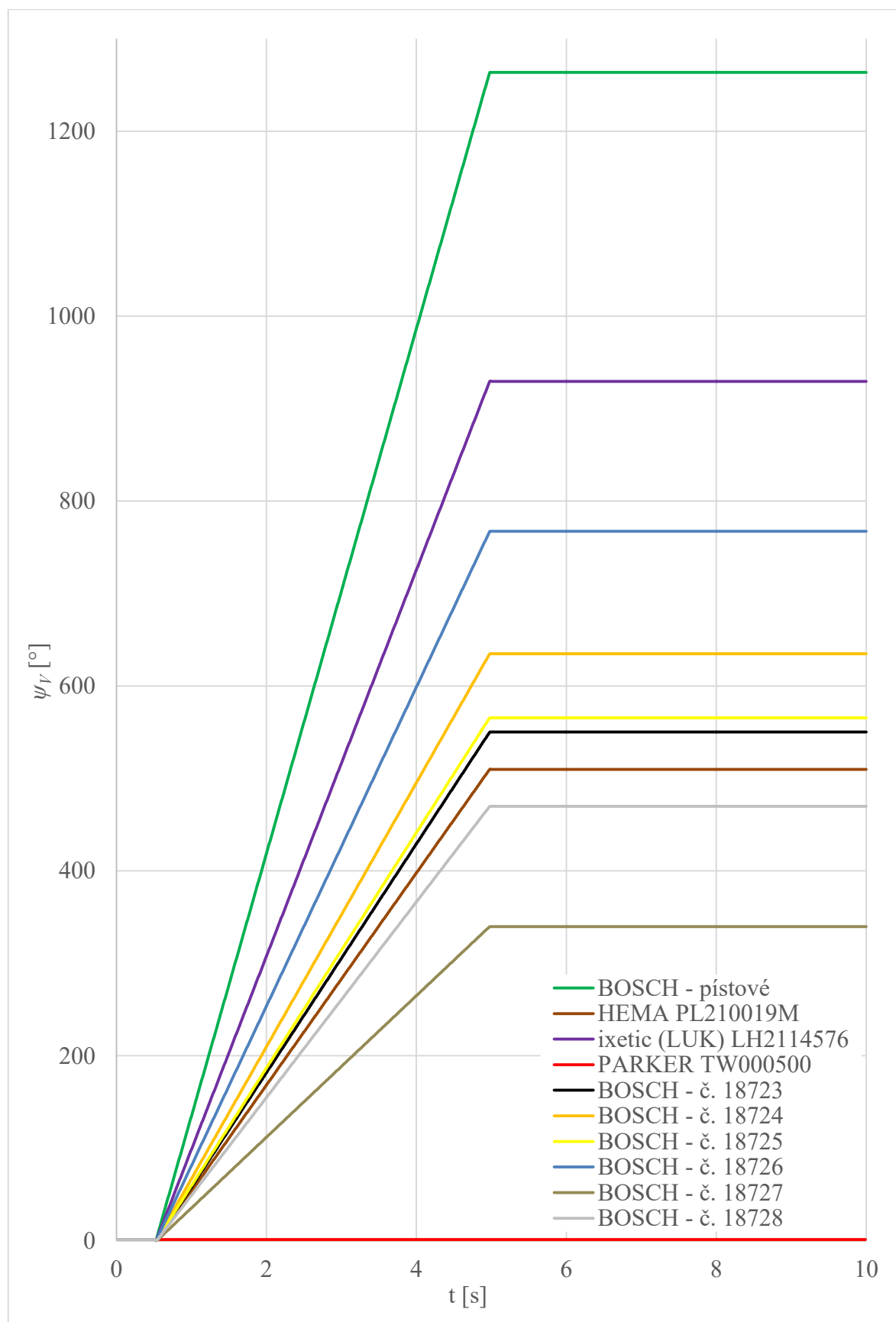
Obr. 6.3 Závislost posunutí pístu na čase, simulace pístového hydrogenerátoru Bosch při teplotě 55°C

Na grafu závislosti posunutí pístu na čase, viz Obr. 6.3, lze pozorovat v čase  $t = 0,5$  s, počátek posuvu pístu posilovače řízení, kdy se přestaví šoupátko rozváděče. Jakmile dojde v čase  $t = 4,5$  s k uzavření průtočného kanálu do válce, píst se dále nepohybuje.

Pro splnění podmínek je důležité, aby hydromotor dosáhl požadovaného posuvu, který pro lepší názornost odpovídá natočení volantů  $\psi_V = 1000^\circ$  během homologační zkoušky. Porovnání úhlu natočení  $\psi_V$  při teplotě oleje  $T_1 = 55^\circ\text{C}$ , viz Obr. 6.4, a porovnání úhlu natočení  $\psi_V$  při teplotě oleje  $T_2 = 100^\circ\text{C}$ , viz Obr. 6.5.



Obr. 6.4 Závislost natočení volantu na čase, simulace při teplotě 55°C



Obr. 6.5 Závislost natočení volantu na čase, simulace při teplotě 100°C



## 6.2 Dosažené maximální hodnoty během simulace

Vzhledem k povaze zjednodušení matematického modelu jsou dostačující maximální dosažené hodnoty posunutí pístu, respektive natočení volantů během simulace, viz Tab. 6.1.

Tab. 6.1 Nasimulované hodnoty

Hydro-generátor	Teplota oleje	Dosažený tlak oleje	Průtok oleje	Posuv pístu	Natočení volantů
HG2	$T$	$\Delta p$	$Q$	$h$	$\psi_V$
[-]	[°C]	[MPa]	[dm <sup>3</sup> ·min <sup>-1</sup> ]	[m]	[°]
BOSCH pístové	55	2,298	4,13	0,034916	1257
	100	2,298	4,15	0,035089	1264
HEMA PL210019M	55	2,298	2,65	0,022442	808
	100	2,298	0,008	0,014158	510
Ixtetic (LUK) LH2114576	55	2,298	3,307	0,027974	1007
	100	2,298	3,05	0,025811	930
PARKER TW000500	55	2,298	1,41	0,011887	428
	100	0,011	0	0	0
BOSCH č. 18723	55	2,298	2,72	0,022985	828
	100	2,298	1,81	0,015275	550
BOSCH č. 18724	55	2,298	3,22	0,027010	973
	100	2,298	2,09	0,017479	629
BOSCH č. 18725	55	2,298	3,40	0,028726	1035
	100	2,298	1,86	0,015706	566
BOSCH č. 18726	55	2,298	3,49	0,029563	1065
	100	2,298	2,52	0,021303	767
BOSCH č. 18727	55	2,298	2,29	0,019326	696
	100	2,297	1,12	0,009436	340
BOSCH č. 18728	55	2,298	2,43	0,020576	741
	100	2,298	1,54	0,013046	470

## 6.3 Porovnání jednotlivých hydrogenerátorů

Porovnání jednotlivým hydrogenerátorů se vztahuje ke grafům závislosti úhlu natočení volantů  $\rho_V$  na čase při teplotě oleje  $T_1 = 55^\circ\text{C}$ , viz Obr. 6.4 a při teplotě  $T_2 = 100^\circ\text{C}$ , viz Obr. 6.5.

### Bosch pístový

Jako první a zároveň referenční model byl použit hydrogenerátor od firmy Bosch a jako jediný pístové konstrukce. Bohužel podklady obdržené od společnosti TATRA TRUCKS, a. s. s měřeními hodnotami neobsahovali další informace, kromě geometrického objemu  $V_g = 32 \text{ cm}^3$ . Tento hydrogenerátor parametry pro splnění homologační zkoušky dosahuje bez problémů. Pravděpodobně nebude vhodný k použití ve vyšších otáčkách kvůli pístové konstrukci.

**HEMA PL210019M**

Hydrogenerátor lamelové konstrukce značky HEMA PL210019M s geometrickým objemem  $V_g = 25 \text{ cm}^3$ , nedosahuje dle simulace potřebných parametrů pro splnění homologační zkoušky.

**Ixetic (LUK) LH2114576**

Dle výsledků simulace druhý hydrogenerátor s nejlepšími výsledky je lamelový Ixetic (LUK) LH2114576 s geometrickým objemem  $V_g = 25 \text{ cm}^3$ . V případě simulace s teplotou oleje  $T_1 = 55^\circ\text{C}$  splní zkoušku limitně, ale při simulované zkoušce při teplotě  $T_2 = 100^\circ\text{C}$  téměř tuto zkoušku splní. Je nutné podotknout, že zkouška má nastavené parametry do bezpečnosti a uvažuje plnění zkoušky s konfigurací vozu s náročnějšími parametry, proto se dá usuzovat, že tento hydrogenerátor je vhodný pro použití jako záložní zdroj tlakové energie pro posilovač řízení.

**PARKER TW000500**

Lamelový hydrogenerátor PARKER TW000500 s geometrickým objemem  $V_g = 25 \text{ cm}^3$  zdaleka nedosahuje potřebných parametrů pro splnění homologační zkoušky. Dokonce při teplotě oleje  $T_2 = 100^\circ\text{C}$  při otáčkách  $n = 150$  a  $350 \text{ min}^{-1}$  má nulovou průtokovou účinnost a tímto se jedná o hydrogenerátor s nejhoršími parametry simulace. Pro použití jako záložní hydrogenerátor je nevhodný.

**BOSCH - prototypové č. 18723**

Hydrogenerátor prototypového čísla 18723 značka Bosch o objemu  $V_g = 25 \text{ cm}^3$  nedosahuje potřebných parametrů pro splnění zkoušky ani při teplotě oleje  $T_1 = 55^\circ\text{C}$ , proto je tento hydrogenerátor nevhodný pro záložní okruh.

**BOSCH - prototypové č. 18724**

Hydrogenerátor prototypového čísla 18724 značka Bosch o objemu  $V_g = 25 \text{ cm}^3$  nedosahuje potřebných parametrů pro splnění zkoušky ani při teplotě oleje  $T_1 = 55^\circ\text{C}$ , proto je tento hydrogenerátor nevhodný pro záložní okruh.

**BOSCH - prototypové č. 18725**

Hydrogenerátor prototypového čísla 18725 značka Bosch o objemu  $V_g = 25 \text{ cm}^3$  při teplotě oleje  $T_1 = 55^\circ\text{C}$  dosahuje uspokojivých hodnot, ale při teplotě  $T_2 = 100^\circ\text{C}$  už velmi nízkých hodnot, proto je tento hydrogenerátor vhodný pouze za předpokladu zaručení nižší teploty hydraulického oleje.

**BOSCH - prototypové č. 18726**

Hydrogenerátor Bosch označený číslem 18726 o geometrickém objemu  $V_g = 25 \text{ cm}^3$  vychází z řady prototypových hydrogenerátorů nejlépe. Při teplotě oleje  $T_1 = 55^\circ\text{C}$  dosahuje hodnot znamenající splnění homologační zkoušky. Podobně jako hydrogenerátor Bosch prototypového čísla 18725 nedosahuje při teplotě  $T_2 = 100^\circ\text{C}$  potřebných parametrů pro úspěšné splnění zkoušky. Pokud by se jednalo o vozidlo jiné konfigurace, například s větším poloměrem kol, což ovlivní minimální otáčky hydromotoru při homologační zkoušce nebo při konfiguraci vozidla s menším počtem náprav, kdy nedochází k tak výraznému smýkání kol a není potřeba tak velkého výstupního momentu z převodky řízení. Zároveň pokud nedojde k přehřívání kapaliny, dá se usuzovat, že tento hydrogenerátor je vhodný pro použití jako záložní zdroj tlakové energie pro posilovač řízení.

**BOSCH - prototypové č. 18727**

Hydrogenerátor prototypového čísla 18724 značka Bosch o objemu  $V_g = 21 \text{ cm}^3$  nedosahuje potřebných parametrů pro splnění zkoušky ani při teplotě oleje  $T_1 = 55^\circ\text{C}$ , proto je tento hydrogenerátor nevhodný pro záložní okruh.

**BOSCH - prototypové č. 18728**

Hydrogenerátor prototypového čísla 18724 značka Bosch o objemu  $V_g = 21 \text{ cm}^3$  nedosahuje potřebných parametrů pro splnění zkoušky ani při teplotě oleje  $T_1 = 55^\circ\text{C}$ , proto je tento hydrogenerátor nevhodný pro záložní okruh, stejně jako předchozí prototyp.

## Závěr

Diplomová práce se věnuje okruhu hydraulického servořízení u vozidel TATRA, konkrétně návrhem vhodného hydrogenerátoru záložního okruhu pro splnění homologační zkoušky podle předpisu Evropské hospodářské komise EHK 079. Vozidlo, které je zatížené na maximální přípustnou celkovou technickou hmotnost a maximální přípustné technické zatížení řízených náprav, musí při dané rychlosti, zatočit z přímého směru na obrysový poloměr zatáčení i při výpadku primárního zdroje tlakové energie.

V první části práce jsou popsány jak jednotlivé konstrukce převodek řízení, tak také různé druhy posilovačů řízení, následně je detailně popsána funkce hydraulického posilovače. Dále je v práci popsána převodka řízení od společnosti ZF- Servocom, včetně popisu konstrukce a funkce převodky. Následně je zobrazeno schéma hydraulického posilovače vozidla TATRA. Schéma obsahuje hlavní hydraulické prvky, které jsou detailně popsány pro zajištění správné funkce obvodu a specifikace komponent okruhu posilovače řízení. V další části práce je nastíněn princip řešení problematiky získání okrajových podmínek pro matematický model. Tyto parametry vycházejí z výpočtů a dat získaných při měření na vozidle.

Po zjištění minimálních hodnot pro splnění homologační zkoušky je dále sestaven matematický model. Tento model byl sestaven pomocí programu Matlab Simulink a obsahuje pouze zjednodušenou část a nejdůležitější prvky pro zjištění, jestli hydrogenerátor splní zkoušku při dvou různých teplotách oleje. Modelováno bylo postupně deset typů hydrogenerátorů s různou konstrukcí. Měřen byl hydrogenerátor pístový, několik zástupců lamelových a zubové hydrogenerátory.

Jako první a zároveň referenční model byl použit hydrogenerátor od firmy Bosch, který je jediný pístové konstrukce. Tento hydrogenerátor parametry pro splnění homologační zkoušky dosahuje bez problémů. Pravděpodobně nebude vhodný k použití v této aplikaci z důvodu použití ve vyšších otáčkách kvůli pístové konstrukci. Dále hydrogenerátor nevhodný pro záložní zdroj posilovače řízení je hydrogenerátor lamelové konstrukce značky PARKER TW000500. Nevhodné hydrogenerátory jsou značky Bosch prototypového čísla 18723, 18724, 18727 a 187278. Hydrogenerátor lamelové konstrukce značky HEMA PL210019M nedosahuje dle simulace potřebných parametrů pro splnění homologační zkoušky. Hydrogenerátory Bosch označený číslem 18726 a 18726 vycházejí z řady prototypových hydrogenerátorů nejlépe. Při nižší teplotě oleje dosahují hodnot znamenající splnění homologační zkoušky, ale při vyšší teplotě oleje už dosahují nižších hodnot, proto

jsou tyto hydrogenerátory vhodné pouze za předpokladu zaručení nižší teploty hydraulického oleje nebo s konfigurací vozu s méně náročnějšími požadavky na posilovací účinek. Dle výsledků simulace druhý hydrogenerátor s nejlepšími výsledky je lamelový Ixetic (LUK) LH2114576. V případě simulace s nižší teplotou zkoušku splní, ale při simulované vyšší teplotě nesplní podmínku jen těsně. Je nutné podotknout, že zkouška má nastavené parametry do bezpečnosti. Dále se uvažuje plnění zkoušky s konfigurací vozu s náročnějšími parametry, proto se dá usuzovat, že tento hydrogenerátor je vhodný pro použití jako záložní zdroj tlakové energie pro posilovač řízení.

## Seznam použité literatury

- [1] Jan, Z., Dánský, B. *Automobily I Podvozky*, Avid s.r.o. Brno 2001, 245 s, ISBN978-80-87143-11-7
- [2] Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů (EHK/OSN) č. 79, [cit. 2020-02-25]. Dostupné z: <https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42018X1947>
- [3] ELUC, *Strojírenství-Auta-Podvozky* [cit. 2020-02-25]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1491>
- [4] Bullittautomotive, *Power Steering System Pump and Rotary Valve*, 2016, [cit. 2020-02-27]. Dostupné z: <https://www.bullittautomotive.com/power-steering-system/>
- [5] Šmucler, Posilovač řízení, 2018, [cit. 2020-02-27]. Dostupné z: <https://www.smucler.cz/blog/jak-funguje-posilovac-rizeni/>
- [6] Bednář M., *Jak funguje elektrický posilovač řízení? A proč s ním mizí cit?*, 2016, [cit. 2020-02-27]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/jak-funguje-elektricky-posilovac-rizeni-a-proc-s-nim-mizi-cit/>
- [7] AASA, *Electronic Power Steering*, [cit. 2020-02-27]. Dostupné z: <https://www.knowyourparts.com/technical-resources/electrical/electronic-power-steering/>
- [8] ZF Lenksystem, *ZF-Servocom Type 8099* [cit. 2020-03-15]. Dostupné z: <https://dokumen.tips/documents/zf-servocom-type-8099-steering-8099-i-0306-e-design-operation-maintenance-inspection.html>
- [9] TATRA FORCE, *Spare Parts Catalogue*, [cit. 2020-04-09]. Dostupné z: <https://www.scribd.com/document/443071885/7T5R21-371-pdf>
- [10] DAF, *Tandem pump* [cit. 2020-04-09]. Dostupné z: <https://parts.daf.com/en-GB/Accessories/Parts/pqn-nRQdFzzoCosPwidWV2Q>
- [11] ZF Lenksystem, *ZF-Servocom*, [výkres]
- [12] VSE WEBER-HYDRAULIK, *Cylinder ETS* [výkres]

- [13] TATRA TRUCKS, a. s., Interní zpráva společnosti DZ-43-17 T158 Bauma systém řízení - čú.1845 [Interní zpráva]
  
- [14] THE MATHWORKS: *Matlab Simulink User's Guide, SimHydraulics User's Guide*. USA, 2007.

## **Seznam příloh**

**Příloha A** – Matematický model

**Příloha B** – Naměřené a vypočtené hodnoty

**Příloha C** – Popis vybraných bloků z knihovny Matlab Simulink